

基于 Workbench 的声频钻机动力头隔振特性分析

马志鹏¹, 王瑜¹, 吴浩^{1,2}, 孔令榕¹, 孙允旺¹, 刘宝林¹

(1. 中国地质大学(北京), 自然资源部深部地质钻探技术重点实验室, 北京 100083;

2. 中煤地第二勘探局集团有限责任公司, 北京 102488)

摘要: 声频动力头的隔振是保证其能否安全稳定工作的关键, 本文基于单自由度系统有阻尼受迫振动理论建立了动力头隔振机构受迫振动模型, 发现隔振橡胶刚度 k 、阻尼 c 以及施加外部激励力频率 ω 等是影响动力头隔振性能的主要因素; 在此基础上建立动力头的动力学模型, 对其进行振动特性仿真研究。研究结果显示, 动力头的隔振传递率与外部施加的激励力频率成正比, 与隔振弹簧刚度成反比, 与隔振弹簧阻尼成正比, 且当弹簧刚度增大到一定值时, 隔振传递率趋于定值。因此在实际工作时, 可通过适当提高外部激励频率, 隔振弹簧选择刚度较小、阻尼较大的橡胶材料等方法, 以提高动力头隔振性能。研究结论可为设定声频钻机工作频率、优化设计动力头隔振机构等提供参考。

关键词: 声频振动钻进; 动力头; 隔振特性; 仿真研究; 瞬态分析

中图分类号: P634.3 文献标识码: A 文章编号: 2096-9686(2022)03-0060-10

Analysis of vibration isolation characteristics of the sonic drill power head based on Workbench

MA Zhipeng¹, WANG Yu¹, WU Hao^{1,2}, KONG Lingrong¹, SUN Yunwang¹, LIU Baolin¹

(1. *China University of Geosciences, Key Laboratory of Deep GeoDrilling Technology of*

Ministry of Natural Resources, Beijing 100083, China;

2. The Second Exploration Bureau of CNACG, Beijing 102488, China)

Abstract: Vibration isolation of the sonic power head is the key to ensure whether it can work safely and stably. In this paper, the forced vibration model of the power head isolation mechanism is established based on the damped forced vibration theory of the single-degree-freedom system, and it is found that the rubber stiffness k , damping c and frequency ω of the external excitation force are the main factors affecting the vibration isolation performance of the power head. On this basis, the dynamic model of the power head is established to simulate its vibration characteristics. The results show that the vibration isolation transfer rate of the power head is proportional to the frequency of the external excitation force, inversely proportional to the stiffness of the vibration isolation spring, and proportional to the damping of the vibration isolation spring. When the stiffness of the spring increases to a certain value, the vibration isolation transfer rate tends to a constant value. Therefore, in practice, the vibration isolation performance of the power head can be improved by appropriately increasing the external excitation frequency and choosing rubber material with low stiffness and large damping for the vibration isolation spring. The conclusions can provide reference for setting the working frequency of the sonic drill and optimizing the vibration isolation mechanism of the power head.

Key words: sonic vibration drilling; power head; vibration isolation characteristics; simulation study; transient analysis

收稿日期: 2021-10-13; 修回日期: 2022-02-17 DOI: 10.12143/j.ztgc.2022.03.008

基金项目: 国家重点研发计划“场地土壤污染成因与治理技术”专项课题“多分支水平井导向钻进与精准注入机具研制”(编号: 2018YFC1802404); 国家自然科学基金面上项目“声频振动钻进系统共振机理及能量传递规律研究”(编号: 41672366)

第一作者: 马志鹏, 男, 汉族, 1998年生, 在读硕士研究生, 地质工程专业, 主要从事钻探钻具方面的研究工作, 北京市海淀区学院路29号, 2503895440@qq.com。

引用格式: 马志鹏, 王瑜, 吴浩, 等. 基于 Workbench 的声频钻机动力头隔振特性分析[J]. 钻探工程, 2022, 49(3): 60-69.

MA Zhipeng, WANG Yu, WU Hao, et al. Analysis of vibration isolation characteristics of the sonic drill power head based on Workbench[J]. Drilling Engineering, 2022, 49(3): 60-69.

0 引言

声频振动钻机钻进过程无需泥浆,具有效率高、地层适应性好、无污染和成本低廉等优点^[1-3],目前广泛应用于环境钻探、水井建设、岩土工程勘察施工、物探爆破孔施工等领域^[4-6]。但钻机工作过程中的高频振动会使动力头外壳产生裂纹甚至完全破坏,造成设备损失和人身伤害^[7-8]。因此,良好的隔振特性是声频动力头安全稳定工作的关键。

研究声频钻机工作时动力头振动特性的基础是单自由度系统的振动传递研究,目前以荷兰Sonic-SampDrill公司、Raymond. J Roussy和中国地质大学(北京)等所做的研究作为代表^[9-11],主要集中在减振元件结构的设计上,而对于减振装置在不同工况下的减振规律、影响减振材料性能的因素等方面,没有系统性的探究和结论。本文在单自由度有阻尼受迫振动理论的基础上探究了影响声频钻机动力头隔振特性的因素,并基于Workbench软件针对不同影响因素进行了动力头振动特性仿真研究。

1 声频钻机动力头隔振模型

1.1 声频振动钻进原理

声频振动钻机采用双偏心轴驱动,其钻进原理如图1所示,两相同偏心轴对称布置,工作时在液压马达的驱动下,同时以 ω 的角速度做高速反向旋转,此时两偏心系统产生的横向力相互抵消,只有垂直方向的合力作用在振动体上,实现竖直钻进。当激励频率接近钻杆固有频率时发生共振,钻柱振动加剧,钻头周围的土壤被液化,使得钻进速度加快^[1]。

1.2 动力头隔振机构力学模型

声频动力头的激振源在振动体上,动力头外壳

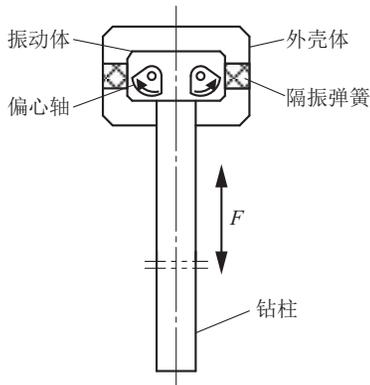


图1 声频振动钻进

Fig.1 Sonic drilling

体需要隔振,振动体与外壳体之间通过隔振弹簧进行隔振。将声频动力头隔振模型简化为受简谐力激励的振动系统,隔振模型见图2(a)。对工作时的动力头进行受力分析(见图2b),隔振机构与外壳体、振动体间采用螺栓连接,可将其假设为悬臂梁结构,A端连接动力头外壳,B端连接振动体。

振动体振动时对隔振弹簧施加垂直方向的载荷 F ,垂直载荷下引起弹簧发生拉伸变形与剪切变形,A端弯矩为正,外壳体受拉;振动体的机械能转化(见图2c)为钻杆机械能、隔振弹簧的机械能,以及外壳体的机械能,其中隔振弹簧的机械能由3部分组成:阻尼作用下产生的热能、弹簧弹性势能和弹簧动能。可以发现振动体传递给外壳体的能量在隔振弹簧的作用下发生下降,从而实现保护外壳体的作用。

2 影响动力头隔振性能的因素

2.1 动力头隔振机构受迫振动模型

动力头在理想情况下工作时,振动体传递给隔振机构的力只有竖向简谐激励力,故基于单自由度系统有阻尼受迫振动理论^[12],建立动力头隔振机构振动模型(见图3),其中 $F(t)$ 为施加在隔振机构上的简谐激励力, t 为时间, x 为隔振机构发生位移, m 为隔振机构质量, k 为隔振机构刚度, c 为隔振机构阻尼,设 $F(t)$ 的表达式如式(1)所示:

$$F(t) = F_0 e^{i\omega t} \quad (1)$$

式中: F_0 ——激励力幅值, ω ——激励力频率。

根据图3模型,基于达朗贝尔原理建立隔振机构振动微分方程如式(2):

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 e^{i\omega t} \quad (2)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (4)$$

$$B = \frac{F_0}{k} \quad (5)$$

将式(2)、式(3)、式(4)和式(5)联立得到式(6),其中 ω_0 为系统固有频率, ξ 为相对阻尼系数, B 为静变形。

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2 x(t) = B\omega_0^2 e^{i\omega t} \quad (6)$$

设系统位移响应 x 如式(7)所示,其中 \bar{x} 为稳态响应振幅,则易得系统速度与加速度响应如式(8)和式(9)。

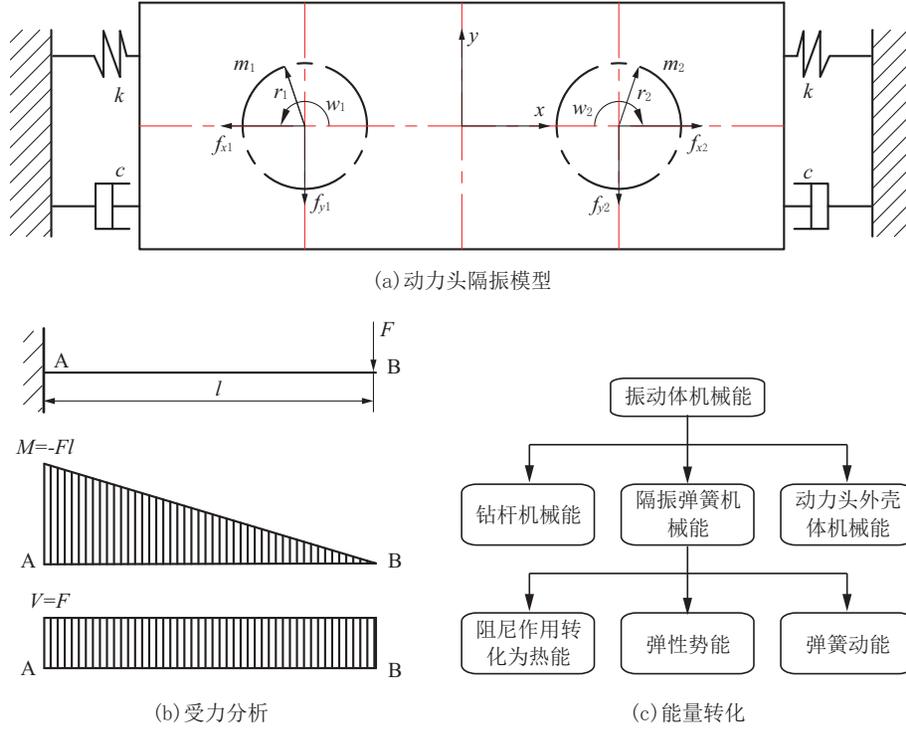


图2 动力头隔振机构的力学模型

Fig.2 Mechanical model of the vibration isolation mechanism of the power head

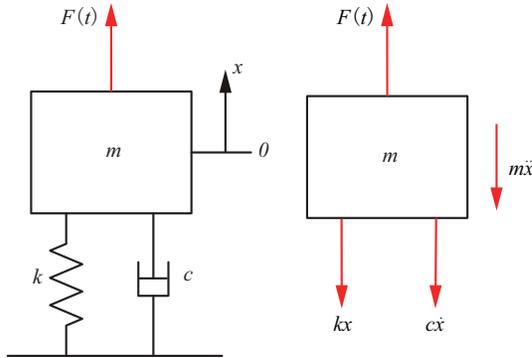


图3 动力头隔振机构受迫振动模型

Fig.3 Forced vibration model of the vibration isolation mechanism of the power head

$$x = \bar{x}e^{i\omega t} \quad (7)$$

$$\dot{x} = i\omega\bar{x}e^{i\omega t} \quad (8)$$

$$\ddot{x} = -\omega^2\bar{x}e^{i\omega t} \quad (9)$$

将式(7)、式(8)和式(9)代入式(6)可得:

$$(-m\omega^2 + ic\omega + k)\bar{x}e^{i\omega t} = F_0e^{i\omega t} \quad (10)$$

$$\bar{x} = H(\omega)F_0 \quad (11)$$

$$H(\omega) = \frac{1}{k - m\omega^2 + ic\omega} \quad (12)$$

其中 $H(\omega)$ 为幅频响应函数,引入频率比 s (式13)代入式(12)可得式(14):

$$s = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (13)$$

$$H(\omega) = \frac{1}{k} \left[\frac{(1 - s^2) - i(2\xi s)}{(1 - s^2)^2 + (2\xi s)^2} \right] \quad (14)$$

将式(14)写作式(15)中模与幅角相乘的格式,其中 β 指振幅放大因子,其表达式如式(16)所示, θ 指相位差,其表达式如式(17)所示,可以发现 $H(\omega)$ 能够同时反映系统响应的幅频特性和相频特性。

$$H(\omega) = \frac{1}{k} \beta e^{-i\theta} = |H(\omega)| e^{-i\theta} \quad (15)$$

$$\beta(s) = \frac{1}{\sqrt{(1 - s^2)^2 + (2\xi s)^2}} \quad (16)$$

$$\theta(s) = \text{tg}^{-1} \frac{2\xi s}{1 - s^2} \quad (17)$$

将式(7)、式(11)、式(15)联立可以得到系统响应方程:

$$x(t) = \frac{F_0}{k} \beta e^{i(\omega t - \theta)} \quad (18)$$

从式(18)中我们可以发现:(1)隔振系统对于简谐激励的稳态响应是频率等同于激励频率、而相位滞后于激励力的简谐振动;(2)稳态响应的振幅及相位只取决于系统本身的物理性质 m 、 k 、 c 、以及激

励力的频率和振幅。

2.2 动力头隔振性能的影响参数

根据动力头隔振机构的系统响应方程,绘制其幅频特性曲线(见图4),可以发现:(1)当 $s \ll 1$ 时,即激励频率远小于系统固有频率时,响应位移与输入位移相当;(2)当 $s \gg 1$ 时,响应位移远小于输入位移,隔振性能达到最佳;(3)在 s 相等情况下, ζ 越大,响应位移越小;(4)在 $s \gg 1$ 和 $s \ll 1$ 两个区间内,不同 ζ 下的曲线排布较为密集,说明此时阻尼的影响不是特别显著;(5)当 s 趋近于1时,系统发生共振,响应位移显著增大。

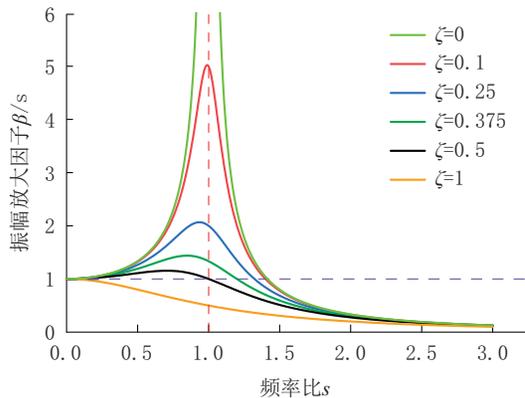


图4 动力头隔振系统幅频特性

Fig.4 Amplitude-frequency characteristics of the power head vibration isolation system

对于动力头隔振系统的隔振性能而言,其影响因素分别是:隔振橡胶质量 m 、刚度 k 、阻尼 c 以及施加在振动体上的外部激励力幅值 F_0 和激励频率 ω 。其中隔振橡胶材料在结构一致情况下质量 m 变化不大,本文中作定值处理。外部激励力的表达式如式(19)所示,其中 m_1 指偏心轴质量, e 指偏心轴的偏心距, ω 指偏心轴转动频率,当动力头结构确定时,偏心轴质量 m_1 和偏心距 e 为定值,故影响隔振机构性能的参数有隔振橡胶刚度 k 、阻尼 c 以及施加的外部激励力频率 ω 。

$$F = 2m_1 e \omega^2 \sin \omega t \quad (19)$$

3 声频钻机动力头振动特性仿真分析

3.1 动力头有限元柔性体模型建立

基于Solidworks软件,建立动力头虚拟样机(见图5),为提升有限元模型的网格质量,减小仿真运算的工作量,对动力头几何模型进行适当的简化及

假设^[13-15],省略对结构影响较小的圆角、小孔等结构,省略螺栓连接、偏心轴、液压马达及其同步机构,假设动力头工作时两偏心轴可实现完全同步,无横向扰动发生,建立动力头简化模型。

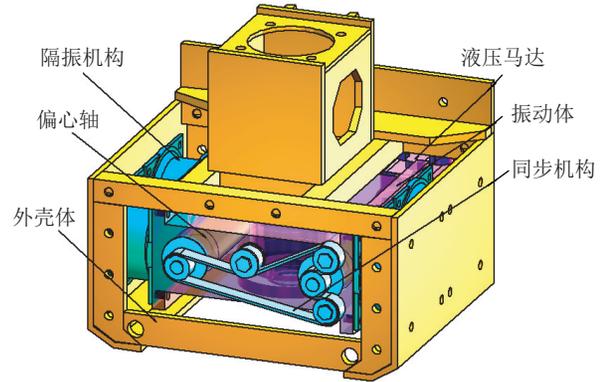


图5 动力头虚拟样机

Fig.5 Power head virtual prototype

为降低仿真运算难度,将振动体定义为Rigid,由于外壳体涉及到边界条件的施加,隔振弹簧属于粘弹性材料,将二者定义为Flexible。在workbench中定义动力头各零件的密度、弹性模量、泊松比和阻尼比等材料参数^[16-17](见表1),其中隔振弹簧采用瑞利阻尼,基于Neo-Hookean模型,调用Ansys零件库中的定义补充它的物理性质。

表1 动力头各零件材料参数

Table 1 Material parameters of power head parts

部件名称	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/ MPa	泊松比	阻尼比
动力头外壳	7850	2.06×10^5	0.3	—
振动体	7850	2.06×10^5	0.3	—
隔振弹簧	1000	7	0.47	0.1

网格质量对于计算结果有重要影响,其划分在保证计算结果精度的前提下,应尽量精简,以降低运算难度^[189-20]。本文在Workbench中采用自适应网格划分技术对动力头进行网格划分,网格进行自动加密,实现了网格无关性,模型单元数为147115,节点数为426357,平均网格质量为0.757214,符合有限元分析要求,图6为动力头的有限元柔性体模型。

根据声频钻机动力头的拓扑图(见图7),设置其边界条件,在外壳背板处施加Fixed Support,隔振机构与外壳体和振动体间采用Bonded接触;已知偏

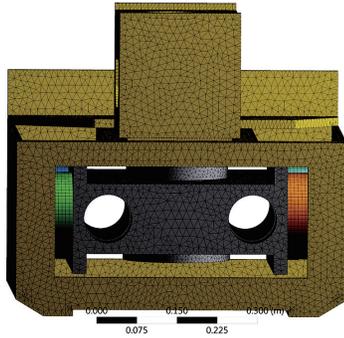


图6 动力头有限元柔性体模型

Fig.6 Finite element flexible model of the power head

心轴质量 $m_1=2.65$ kg, 偏心距 $e=0.0213$ m, 激励函数为 $F=2m_1ew^2\sin\omega t^{[21]}$, 将正弦激励等效施加于振动头上部平面(见图8)。

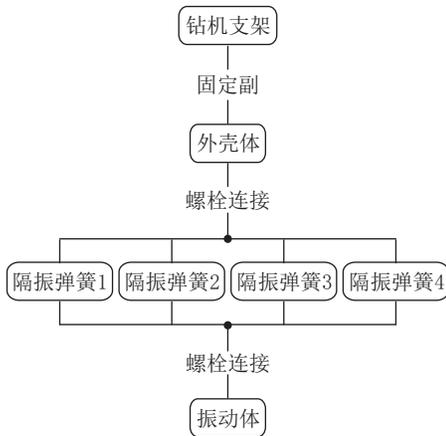


图7 动力头拓扑图

Fig.7 Topology of the power head

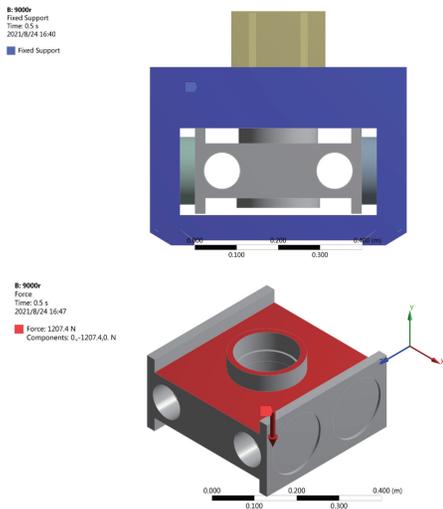


图8 边界条件及载荷施加

Fig.8 Boundary conditions and load applied

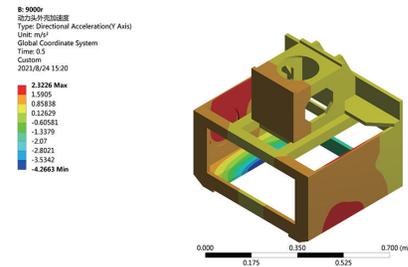
3.2 仿真试验预处理

动力头外壳和振动体上Y向加速度的大小是考察动力头工作过程中振动特性的主要指标,故本文采用隔振传递率 T , 即振动体上各测点加速度幅值 a_i 与动力头外壳上各测点加速度幅值 a_o 的比值作为动力头隔振性能的评价指标,其表达式见式(20):

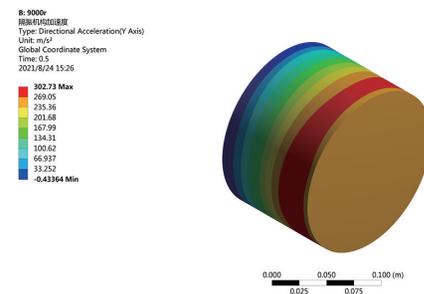
$$T = \frac{a_i}{a_o} \quad (20)$$

在振动体与动力头外壳上进行测点布置,用于测量振动体与动力头外壳特定对应点的动力学参数。在确定测点位置时,本研究进行了一组预实验,在预实验中动力头各部分均作弹性体处理,以探究其加速度分布,图9分别为振动体、隔振机构以及动力头外壳的Y向加速度云图。

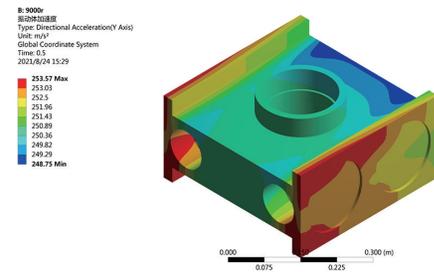
从图9中可以看出,经隔振机构传递给动力头



(a) 动力头外壳加速度云图



(b) 隔振弹簧加速度云图



(c) 振动体加速度云图

图9 动力头各部分Y向加速度云图

Fig.9 Y-direction acceleration nephogram of each part of the power head

外壳的振动根据加速度大小不同主要分为3部分,因为动力头为完全对称部件,因此本文布置3组测点,A组和B组测点分别位于左侧两个隔振弹簧与外壳体连接的中心点处,C组测点位于外壳体和振动头的左侧角点处(见图10)。

3.3 动力头振动特性仿真研究

针对2.2节所提出的对动力头隔振性能有影响的参数,基于瞬态响应分析法,对动力头进行仿真分析,利用控制变量法研究各参数对动力头隔振性能的影响规律。

3.3.1 激励频率 w 对隔振性能的影响

通过仿真模拟,得到了动力头各测点在不同频

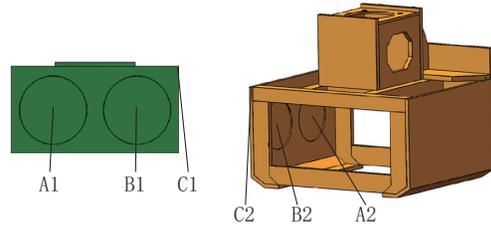


图10 动力头测点布置

Fig.10 Measuring point layout of the power head

率下的加速度曲线,由瞬态响应和稳态响应两部分组成,仿真时长为0.5s,采样频率为600次/s,截取0.312~0.362s的一段稳态响应部分进行研究。如图11所示。

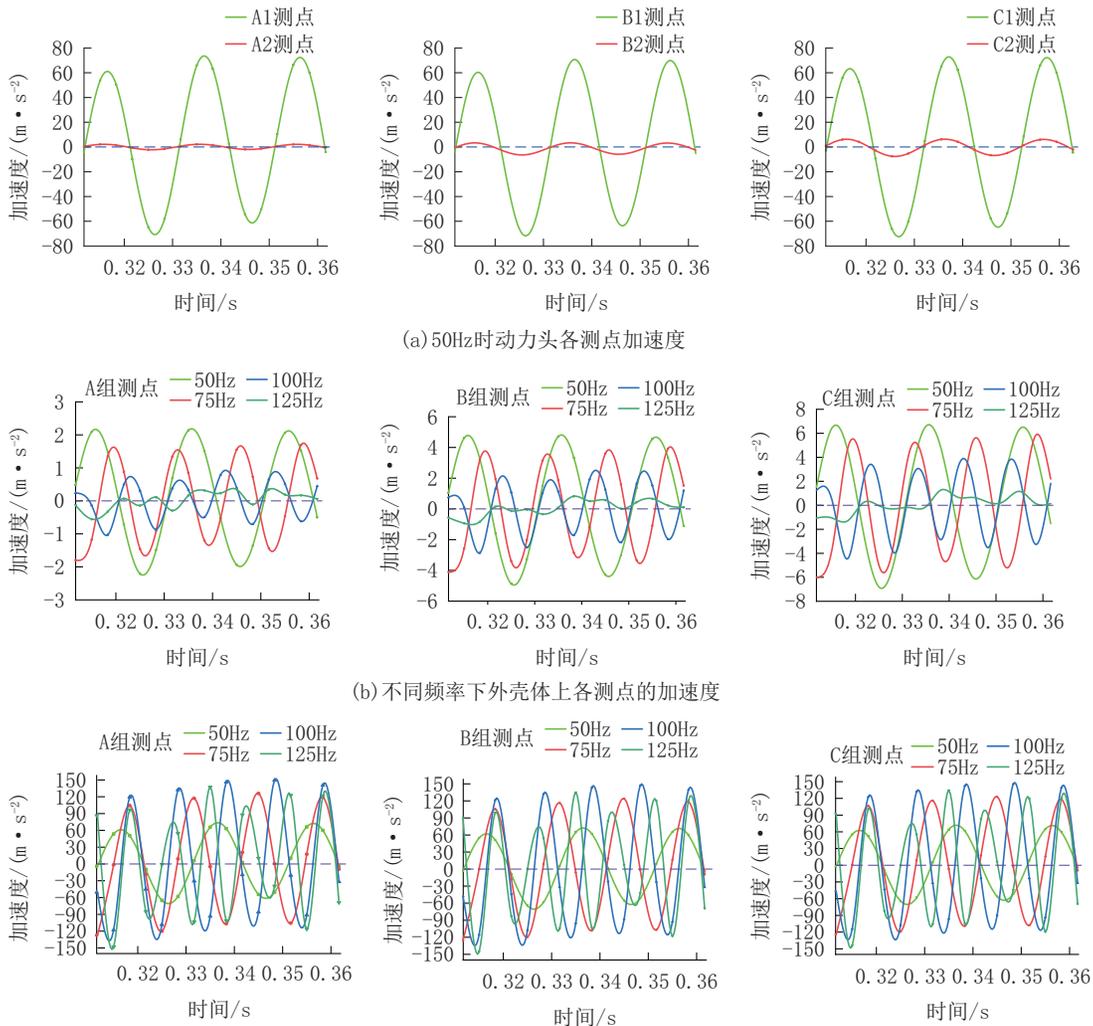


图11 动力头测点加速度曲线

Fig.11 Acceleration curves of the power head measuring points

从图11(a)中可以发现振动体上加速度远大于外壳体上加速度,模型隔振效果良好;从3幅图的对

比可以看出,同一频率下振动体上的各点加速度值相等,而外壳体上各点的加速度值与其距离背板的

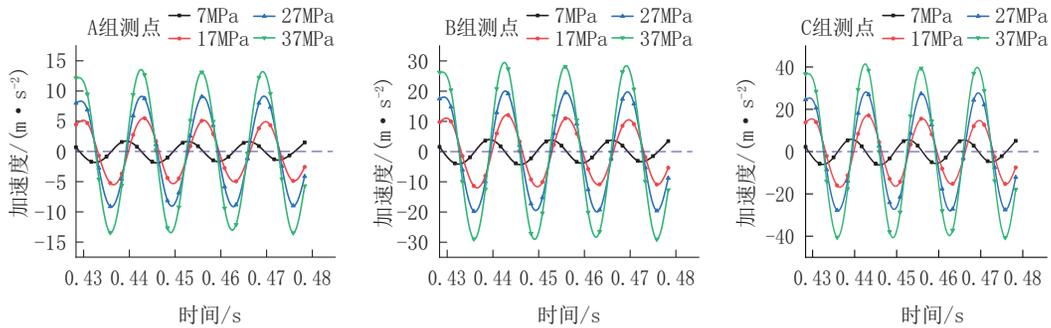
距离成正比,这是由于背板处受固定约束,结构刚度增大造成的。从图11(b)中3幅图可以发现,当外部激励力频率在50~125 Hz时,外壳体上的加速度值与外部激励力的频率成反比。从图11(c)中3幅图对比可以发现,当外部激励力频率在50~125 Hz时,振动体上的加速度值与外部激励力的频率成正比。

图12所示分别是动力头A、B、C三组测点及其均方根值在不同外部激励频率下的隔振传递率,可以发现,当外部激励力频率在50~125 Hz时,动力头隔振传递率最小为9.61,最大达到267.85,其随外部激励力频率的增大而增大。

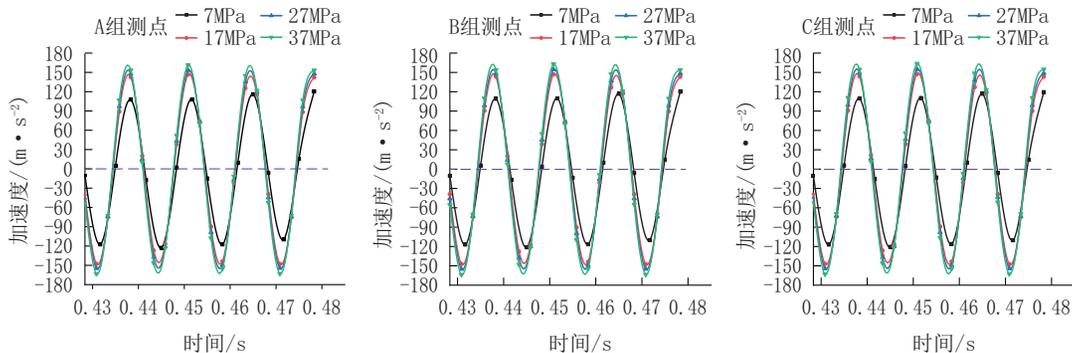
3.3.2 橡胶刚度 K 对隔振性能的影响

在对橡胶材料进行研究的经验计算中,一般通过定义丁腈橡胶的弹性模量 E 来反映刚度对其隔振性能的影响^[22]。如式(21)所示,其中 K 为刚度, E 为弹性模量, A 为结构横截面积, L 为结构高度。

$$K = \frac{EA}{L} \quad (21)$$



(a) 不同弹性模量下外壳体上各测点的加速度



(b) 不同弹性模量下振动体上各测点的加速度

图13 动力头测点加速度曲线

Fig.13 Acceleration curves of the power head measuring points

从图13(a)中可以发现,当隔振弹簧弹性模量逐渐增大时,外壳体各测点的加速度也随之增大。

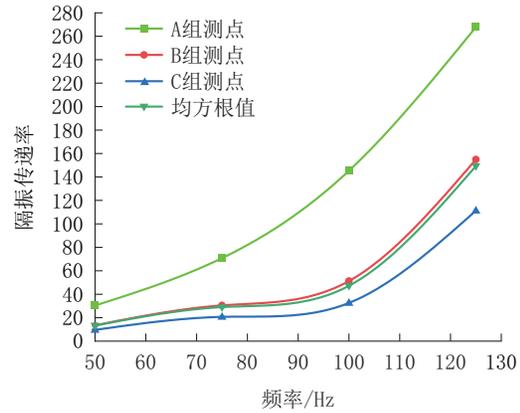


图12 动力头的隔振传递率

Fig.12 Acceleration transfer rate of the power head

通过仿真模拟,得到了动力头各测点在不同弹性模量下的加速度曲线,仿真时长为0.5 s,采样频率为400次/s,截取0.42833~0.47833 s的一段稳态响应部分进行研究。如图13所示。

从13(b)中可以发现,隔振弹簧的弹性模量对于振动体振动加速度影响很大,当隔振弹簧弹性模量从

37 MPa 减小到 7 MPa 时,振动体加速度幅值减小了大约 25%,这对实现钻探目的造成巨大影响。

图 14 所示分别是动力头 A、B、C 三组测点及其均方根值在不同隔振弹簧弹性模量下的隔振传递率,可以发现,当弹簧弹性模量在 7~37 MPa 时,动力头隔振传递率最小为 4.04,最大为 72.20,其随弹簧弹性模量的增大而逐渐减小并趋近于特定值。

3.3.3 橡胶阻尼 c 对隔振性能的影响

隔振弹簧橡胶材料损耗因子 η 为 0.05~0.2,根据式(22)确定其临界阻尼比 ξ ,根据瑞利阻尼公式(23)和式(24)确定其质量阻尼 α 和刚度阻尼 β ^[23-25]。假设在低频段和高频段(10~200 Hz),系统具有相差不大的临界阻尼比,则可确定瑞利阻尼值 α 和 β (见表 2)。

$$\xi = \frac{\eta}{2} \tag{22}$$

$$C = \alpha M + \beta K \tag{23}$$

$$\xi = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \tag{24}$$

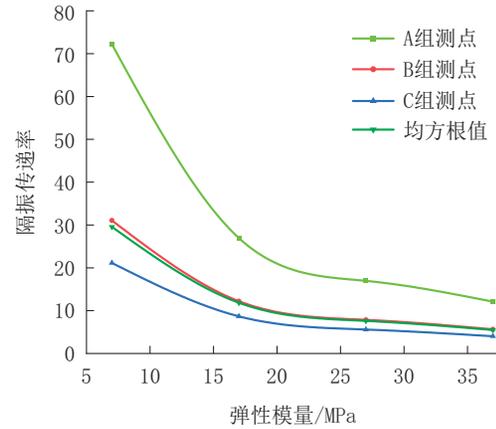
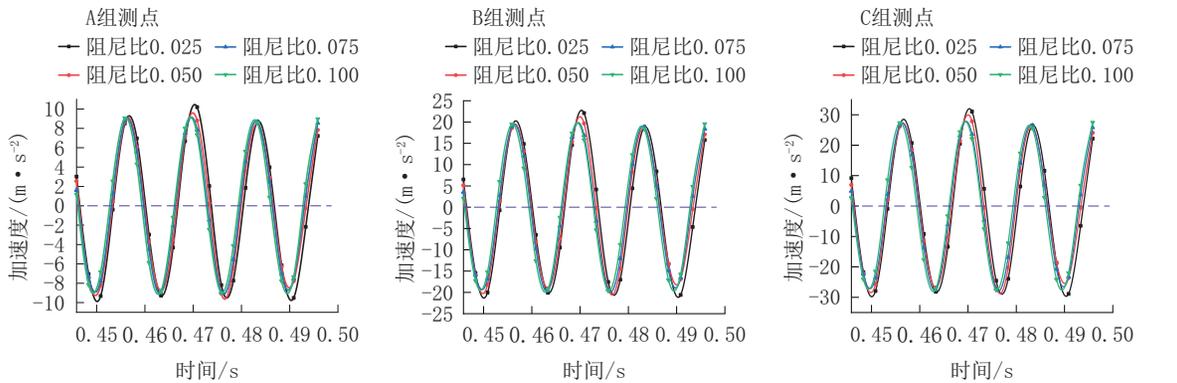


图 14 动力头的隔振传递率

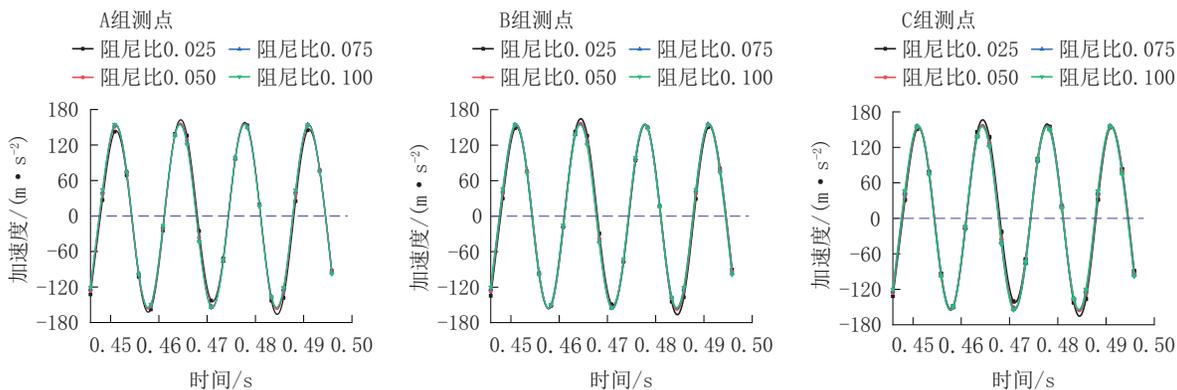
Fig.14 Acceleration transfer rate of the power head

通过仿真模拟,得到了动力头各测点在不同阻尼比下的加速度曲线,仿真时长为 0.5 s,采样频率为 400 次/s,截取 0.44583~0.49583 s 的一段稳态响应部分进行研究。如图 15 所示。

从图 15(a)中可以发现,当隔振弹簧阻尼比增大时,外壳体上加速度幅值也随之增大,但各加速度



(a) 不同阻尼比下外壳体上各测点的加速度



(b) 不同阻尼比下振动体上各测点的加速度

图 15 动力头测点加速度曲线

Fig.15 Acceleration curves of the power head measuring point

表2 隔振弹簧瑞利阻尼值

损耗因子 η	阻尼比 ξ	质量阻尼 α	刚度阻尼 β
0.05	0.025	0.47619	0.00024
0.10	0.05	0.95238	0.00048
0.15	0.075	1.42857	0.00071
0.20	0.10	1.90476	0.11195

曲线非常密集,说明此时阻尼变化对外壳体加速度影响很小。从图 15(b)中可以发现,振动体上的加速度曲线重合,说明此时隔振弹簧阻尼的变化对振动体加速度没有影响。

图 16 所示分别是动力头 A、B、C 三组测点及其均方根值在不同隔振弹簧阻尼比下的隔振传递率,可以发现,当弹簧阻尼比在 0.025~0.1 时,动力头隔振传递率最小为 14.36,最大达到 104.35,其随弹簧阻尼比的增大而逐渐增大,且增大速率逐渐增大。

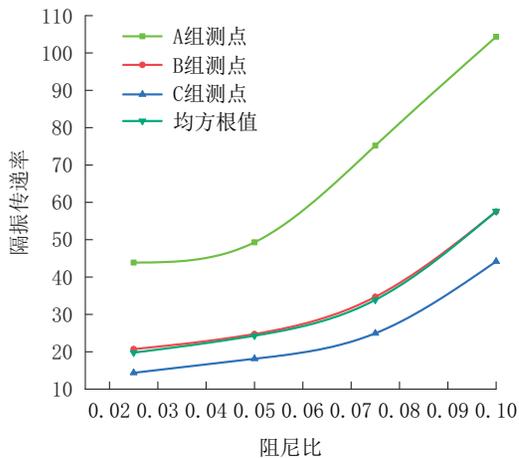


图 16 动力头的隔振传递率

Fig.16 Acceleration transfer rate of the power head

3.4 结果分析与讨论

(1)在不同外部激励频率下仿真所获得的声频动力头隔振特性,隔振传递率随外部激励频率的增大而增大,因此在实际工作时,适当提高外部激励频率,可有效提高动力头隔振性能。

(2)用不同阻尼和刚度的橡胶材料作隔振弹簧进行仿真所获得的声频动力头隔振特性,隔振传递率随橡胶刚度的增大而逐渐减小,随橡胶阻尼的增大而逐渐增大,因此在选择隔振弹簧材料时,应选择刚度较小、阻尼较大的橡胶材料,以提高动力头

隔振性能。

4 结论

(1)在单自由度受迫振动理论的基础上建立了声频钻机动力头隔振机构受迫振动模型,探究了影响动力头隔振特性的因素,确定了影响参数。

(2)基于 Workbench 软件建立了声频钻机动力头的动力学模型,通过动力头在简谐激励力作用下工作的仿真试验发现,动力头的隔振传递率与外部激励力频率成正比,与隔振弹簧刚度成反比,与隔振弹簧阻尼成正比,且当弹簧刚度增大到一定值时,隔振传递率趋于定值。

(3)在提升动力头隔振性能的研究中,必须从全局出发,不能只以提升隔振性能为目的优化隔振结构,还需要考虑对振动体加速度的影响,避免造成声频振动钻机工作效率大幅下降。

参考文献 (References):

- [1] 王瑜,刘宝林,周琴,等.基于双偏心轴驱动的声频振动钻机设计研究[J].中国机械工程,2013,24(17):2386-2390.
WANG Yu, LIU Baolin, ZHOU Qin, et al. Design and research of audio vibration drill based on double eccentric shaft drive [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(17): 2386-2390.
- [2] Reece, Ray. Good vibes: Sonic drilling excels in tailings applications[J]. Engineering and Mining Journal, 2010, 211(2): 73-73.
- [3] 韩萌,孙平贺,徐金鉴,等.美国声波钻探进展 ASTM D6914/D6914M—16[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2018,45(10): 141-146.
HAN Meng, SUN Pinghe, XU Jinjian, et al. Analysis of sonic drilling standard ASTM D6914/D6914M—16 [J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2018, 45(10): 141-146.
- [4] Burlingame Michael J, Egin Dincer, Armstrong William B. Unit weight determination of landfill waste using sonic drilling methods[J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 2007, 133(5): 609-612.
- [5] 陈博文.声频钻机空气隔振性能研究[D].北京:中国地质大学(北京),2020.
CHEN Bowen. Study on air vibration isolation performance of audio drill [D]. Beijing: China University of Geosciences (Beijing), 2020.
- [6] 熊玉成.声频振动钻进的机理研究[D].北京:中国地质大学(北京),2007.
XIONG Yucheng. Study on mechanism of acoustic vibration drilling [D]. Beijing: China University of Geosciences (Beijing), 2007.
- [7] 赵晓冬,吴浩,陆卫星,等.YSZ-50型声钻机动力头减振方案的

- 改进[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2012,39(12):1-3.
- ZHAO Xiaodong, WU Hao, LU Weixing, et al. Improvement of vibration reduction scheme of YSZ-50 acoustic drill power head [J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2012,39(12):1-3.
- [8] 张德龙,郭强,吴川,等.基于摩擦纳米发电机的耐高温井下振动传感器研制[J].钻探工程,2022,49(1):120-127.
- ZHANG Delong, GUO Qiang, WU Chuan, et al. Development of high temperature resistant downhole vibration sensor based on friction nanogenerator[J]. Drilling Engineering, 2022,49(1):120-127.
- [9] 吴浩,陆卫星,任晓飞,等.YSZ-50型声频振动钻机的研制[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2012,39(1):9-13.
- WU Hao, LU Weixing, REN Xiaofei, et al. Development of YSZ-50 acoustic vibration drill [J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2012,39(1):9-13.
- [10] 声频振动钻机及钻探技术研究[Z].北京:中国地质大学(北京),2008.
- Research on acoustic vibration drilling rig and drilling technology [Z]. Beijing: China University of Geosciences (Beijing), 2008.
- [11] 北京探矿工程研究所,等.取样钻机用声频振动头:201020181134.5[P].2011-05-11.
- Beijing Institute of Exploration Engineering, et al. Audio vibration head for sampling drill: 201020181134.5[P]. 2011-05-11.
- [12] 刘延柱,陈立群,陈文良.振动力学(第三版)[M].北京:高等教育出版社,2019.
- LIU Yanzhu, CHEN Liqun, CHEN Wenliang. Vibration Mechanics (Third Edition)[M]. Beijing: Higher Education Press, 2019.
- [13] 许佩霞,蔡炳芳.基于ANSYS的全地形车车架结构优化设计[J].机械设计,2008,25(12):56-58.
- XU Peixia, CAI Bingfang. Optimization design of all-terrain vehicle frame structure based on ANSYS[J]. Journal of Machine Design, 2008,25(12):56-58.
- [14] 唐建国,高曙明,蔺宏伟.面向CAE的模型简化中的误差评估与边界补偿[J].计算机辅助设计与图形学学报,2010,22(8):1308-1315.
- TANG Jianguo, GAO Shuming, LIN Hongwei. Error evaluation and boundary compensation in CAE oriented model simplification [J]. Journal of Computer-aided Design and Computer Graphics, 2010,22(8):1308-1315.
- [15] ABLE R E, ALTRICHTER K C, DRIVDAHL K S. Core sample sonic drilling method for indicating petroleum and precious metals, involves threading base nut onto end of shaft, and advancing preloaders through base nut to apply preload force to bearings: AU2011213777-A1; AU2011213777-B2[P].
- [16] 高鹏举,董耀.基于ANSYS Workbench的轻便岩心钻机动力头有限元分析[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2016,43(9):20-25.
- GAO Pengju, DONG Yao. Finite element analysis of power head of portable core drill based on ANSYS Workbench [J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2016,43(9):20-25.
- [17] 曹彦伟,李谦.一种同轴双向回转模式的钻具结构设计及振动模拟[J].钻探工程,2021,48(11):83-92.
- CAO Yanwei, LI Qian. A kind of coaxial bidirectional rotary mode drilling tool structure design and vibration simulation[J]. Drilling Engineering, 2021,48(11):83-92.
- [18] 成思源.有限元法的方法论[J].重庆大学学报(社会科学版),2001,7(4):61-63.
- CHENG Siyuan. The methodology of finite element method [J]. Journal of Chongqing University (Social Sciences), 2001,7(4):61-63.
- [19] 何胜煜,胡远彪,卜长根.同振动特性参数对振动沉管压实的影响[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2020,47(11):83-87.
- HE Shengyu, HU Yuanbiao, BU Changgen. Effect of different characteristic parameters of vibration on vibration tube [J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2020,47(11):83-87.
- [20] 于春玲.某大型客车车身框架有限元分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
- YU Chunling. Finite element analysis of a large bus body frame [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012.
- [21] 李凤成.1500米水头段多级能量回收透平水力模型方案的开发研究[D].兰州:兰州理工大学,2011.
- LI Fengcheng. Development and research on hydraulic model scheme of 1500m multi-stage energy recovery turbine [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2011.
- [22] 吴浩,赵晓冬,李伟.新型声频振动环保钻机的研制与工程应用[J].机床与液压,2019,47(4):62-66.
- WU Hao, ZHAO Xiaodong, LI Wei. Development and engineering application of new sound frequency vibration environmental protection drill [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019,47(4):62-66.
- [23] 孙伟,李以农,刘万里,等.橡胶隔振器非线性动态特性建模及实验研究[J].振动与冲击,2012,31(23):71-76.
- SUN Wei, LI Yinong, LIU Wanli, et al. Dynamic modeling and test for a nonlinear rubber damper [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012,31(23):71-76.
- [24] 王锐.橡胶隔振器动力学性能及设计方法研究[D].武汉:华中科技大学,2007.
- WANG Rui. Study on dynamic performance and design method of rubber vibration isolator [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2007.
- [25] 郑明军,王文静,陈政南,等.橡胶Mooney-Rivlin模型力学性能常数的确定[J].橡胶工业,2003,50(8):462-465.
- ZHENG Mingjun, WANG Wenjing, CHEN Zhengnan, et al. Determination for mechanical constants of rubber Mooney-Rivlin model [J]. China Rubber Industry, 2003,50(8):462-465.

(编辑 荐华)