

综掘巷道超前支护装置支撑态动力学特性仿真研究^{*}

SIMULATION STUDY ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF SUPPORTING STATE OF ADVANCE SUPPORTING DEVICE FOR FULLY MECHANIZED ROADWAY

谢苗^{**} 李政^{***} 刘治翔 刘一柱

(辽宁工程技术大学 机械工程学院, 阜新 123000)

XIE Miao LI Zheng LIU ZhiXiang LIU YiZhu

(College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

摘要 为提高综掘巷道的超前支护装置工作时的动力稳定性,针对其支撑态动力学特性仿真进行了研究。根据超前支护装置的结构和工作原理,利用拉格朗日方法,建立支护设备全支撑状态多自由度振动系统的动力学模型。建立模拟动力扰动下超前支护系统的仿真模型,为单组支架和整机模型施加扰动函数,基于 Ansys 分析软件进行了单组支架和整机不同状态时模态分析,分别得到不同状态的前 6 阶模态参数并进行对比分析。在模态分析基础上使用模态叠加法进行单组支架和整机的谐响应分析,研究其动力响应特性。对比整机和单组支架的谐响应分析结果,得到推移机构对提高超前支护装置适应性和工作稳定性有重要作用。

关键词 超前支护装置 动力学模型 模态分析 谐响应分析

中图分类号 TD353

Abstract In order to improve the dynamic stability of the advanced supporting device of the roadway, This paper studies the simulation of its support state dynamics. According to the structure and working principle of the supporting equipment, the Lagrangian method is used to establish the dynamic model of the multi-degree-of-freedom vibration system of the fully supported state of the self-moving support equipment. Establish a simulation model of the pre-support system under simulated dynamic disturbance, and apply a disturbance function to the single-group bracket and the whole machine model, Based on the ANSYS analysis software, the modal analysis of the single-group bracket and the whole machine in different states was carried out, and the first 6-order modal parameters of different states were obtained and compared. On the basis of modal analysis, the modal superposition method is used to analyze the harmonic response of single-group support and the whole machine, and its dynamic response characteristics are studied. Comparing the harmonic response analysis results of the whole machine and the single set of brackets, Getting the moving mechanism plays an important role in improving the adaptability and working stability of the advanced support device.

Key words Leading support device; Kinetic model; Modal analysis; Harmonic response analysis

Corresponding author: LI Zheng, E-mail: 1449098099@qq.com

The project supported by the National Natural Science Foundation of China (No.51874158), and the National Natural Science Foundation of China Youth Science Foundation Project (No.51904142).

Manuscript received 20191001, in revised form 20200108.

引言

综掘巷道的超前支护主要功能是对掘进后巷道的空顶区进行临时保护,超前支护装置是一种可以脱离掘进机独立工作的临时支护设备,在巷道掘进时与掘进机相互配合使用,掘进机负责巷道掘进和运输,超前

支护装置负责对新暴露的顶板及侧帮进行临时支护,在其下方或者尾部可进行锚杆支护作业。这种超前支护装置具备跟随掘进机自行走能力,能够实现掘进和支护平行作业,极大地提高了巷道掘进成巷的效率,为煤矿工人提供安全保障^[1-2]。1999 年,侯友夫等^[3]研制了一种可适应巷道高度和宽度两方向变形的新型大

^{*} 20191001 收到初稿,20200108 收到修改稿。国家自然科学基金面上项目(51874158),国家自然科学基金青年科学基金项目(51904142)资助。

^{**} 谢苗,女,1980 年生,辽宁大连人,汉族,辽宁工程技术大学教授,博士,主要从事综掘、综采成套装备等方面的研究。

^{***} 李政(通信作者),男,1995 年生,内蒙古锡林郭勒人,汉族,辽宁工程技术大学硕士研究生,主要研究方向为现代机械设计与方法。

缩量巷道支架,对支架收缩过程进行受力分析,并对支架整体支护性能进行优化。2009 年开始,栾丽君等^[4]设计出一种自移式辅助支护设备,对其关键零部件进行了受力分析和强度分析,并进行了部分零件结构质量的优化。2014 年,王亮亮等^[5]提出一种超前支护液压支架,对巷道超前支护液压支架的各个零部件结构形式进行设计和选择,对顶梁和底座的各种受力情况进行静力学和模态分析。同年,卢进南等^[6-8]设计的一种用于掘进巷道工作面的超前支护设备,分别对其超前支架在不同频率掘进机扰动力下振动反应的变化规律、超前支护装备的顶梁系统的模态参数及不同工况下的振动响应进行了研究。之后,谢苗等^[9-11]对一种用于掘进巷道工作面的超前支护设备动力学特性分析后,分别对其在全支撑和单组支撑状态下进行模态分析,并研究了超前支护设备迈步过程控制对顶板、第一和第二支撑组的动态响应的影响。

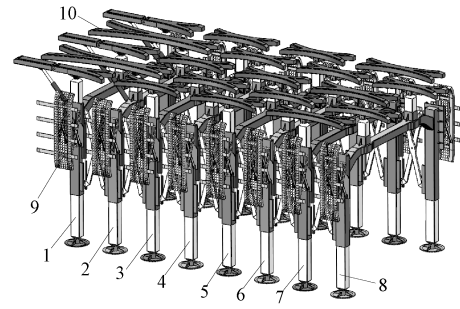
笔者提出一种综掘巷道超前支护装置,在介绍了其支护结构和工作原理的前提下,建立动力学模型后,利用 Ansys Workbench 对单组支架和整机进行模态分析谐响应分析,最后,结合整机和单组支架的模态分析及谐响应分析结果,对推移机构及整机模态参数和工作稳定性的影响进行了研究。

1 自移支护结构和工作原理

综掘巷道超前支护装置由八个单组支架通过推移机构串联组成,整体呈门形框架结构,可横跨在掘进机上方,单组支架之间通过推移机构相连接,实现相互之间距离的调整。每个单组支架都设置两个支腿,能够调整整个支架的高度,并实现迈步行走,顶部横梁上布置独立控制的 X 型顶梁,支护面积大,对顶板的适应性较强,支架两侧各设置一个侧支撑装置,能够较好的对侧帮进行支护。整个支架各个机构的动作都通过油缸完成,全液压驱动,结构紧凑,支撑力大,便于操纵控制。

超前支护装置的动作过程可概括为“交替支护、自移行走”,“交替支护”实现掘进机工作时对巷道顶板和侧帮的支护保护;“自移行走”实现支护设备在掘进机工作时的自身前移。超前支护装置根据不同的顶板状况,有几种不同的行走方式分为“蠕动行走”、“交替迈步行走”和“转弯行走”。超前支护装置外形结构如图 1 所示。

“蠕动行走”每次只移动一组支架,初始状态为所有支架全支撑,然后支架 1 向前移动一个步距,其它支架保持支撑状态不动。接着是支架 2 开始移架,直至支架 8 完成移架,则整个超前支护装置向前移动一个步距;“交替迈步行走”移架时以奇数组支架和偶数组支架为单位,然后奇数组支架整体向前推移完成移架。接



1. 支架 1 Support 1; 2. 支架 2 Support 2; 3. 支架 3 Support 3; 4. 支架 4 Support 4; 5. 支架 5 Support 5; 6. 支架 6 Support 6; 7. 支架 7 Support 7; 8. 支架 8 Support 8; 9. 侧支撑 Side support; 10. 顶梁 Roof beam

图 1 超前支护装置结构模型

Fig.1 Self-moving support equipment structure mode

着偶数组支架重复上述过程,奇数组支架和偶数组支架交替支撑向前迈步行走,只需要两组动作就能完成整个超前支护装置的迈步推移;当支架行进至巷道拐点处,等待下一次移架,使支架处于悬空状态时,控制左右两侧推移机构伸出不同距离,同时侧支撑伸出调整支架位置至巷道中心,完成单组支架转弯动作实现“转弯行走”。

2 系统动力学模型的建立

超前支护装置振动系统的简化模型如图 2 所示。其中, m_1 为顶梁下集中质量, kg; m_2 为顶梁质量, kg; k_1, k_2 为超前支护装置的刚度系数, N/m; c_1, c_2 为超前支护装置的阻尼参数, N·s/m; I_1, I_2 分别为顶梁俯仰和侧倾绕转动轴的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; θ, ψ 为顶梁侧倾角和顶梁俯仰角, ($^\circ$); a, b 和 c 分别为顶梁体宽度和顶梁两侧到立柱的距离, mm; x_1 为左前梁下集中质量垂直位移, mm; x_2 为右前梁下集中质量垂直位移, mm; x_3 为顶梁质心的垂直位移, mm; $x_{11} \sim x_{22}$ 为顶梁与各立柱接合处垂直位移, mm; $F_1(t) \sim F_2(t)$ 为顶板施加与超前支护装置的激励, N。

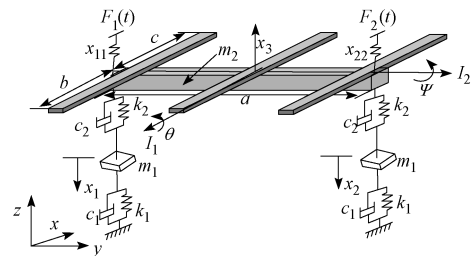


图 2 超前支护装置简化动力学模型

Fig.2 Simplified dynamic model of self-moving support equipment

顶梁与各立柱接合处垂直位移用广义坐标表示为

$$\begin{cases} x_{11} = x_3 - \frac{1}{2}a\theta + b\psi \\ x_{22} = x_3 + \frac{1}{2}a\theta + b\psi \end{cases} \quad (1)$$

假设系统动能为 T , 势能为 V , 瑞利损耗能为 R , 利用拉格朗日方程可以比较简单地推导出用广义坐标表示的振动系统的运动微分方程^[12], 则超前支架系统能量表达式为

$$T = \frac{1}{2}m_3\dot{x}_3^2 + \frac{1}{2}I_1\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{x}_2^2 \quad (2)$$

$$V = \frac{1}{2}k_1x_1^2 + \frac{1}{2}k_2\left(x_3 - \frac{1}{2}a\theta + b\psi - x_1\right)^2 + \frac{1}{2}k_1x_2^2 + \frac{1}{2}k_2\left(x_3 + \frac{1}{2}a\theta + b\psi - x_2\right)^2 \quad (3)$$

$$R = \frac{1}{2}c_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}c_2\left(\dot{x}_3 - \frac{1}{2}a\dot{\theta} + b\dot{\psi} - \dot{x}_1\right)^2 + \frac{1}{2}c_1\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}c_2\left(\dot{x}_3 + \frac{1}{2}a\dot{\theta} + b\dot{\psi} - \dot{x}_2\right)^2 \quad (4)$$

拉格朗日方程表达式为

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_i} + \frac{\partial V}{\partial x_i} = F_i \quad (5)$$

将式(2)~式(4)代入式(5)中, 得到系统中各部分运动微分方程为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = -k_1x_1 + k_2\left(x_3 - \frac{1}{2}a\theta + b\psi - x_1\right) - c_1\dot{x}_1 + c_2\left(\dot{x}_3 - \frac{1}{2}a\dot{\theta} + b\dot{\psi} - \dot{x}_1\right) \\ m_1\ddot{x}_2 = -k_1x_2 + k_2\left(x_3 + \frac{1}{2}a\theta + b\psi - x_2\right) - c_1\dot{x}_2 + c_2\left(\dot{x}_3 + \frac{1}{2}a\dot{\theta} + b\dot{\psi} - \dot{x}_2\right) \\ m_2\ddot{x}_3 = F_1(t) - k_2(2x_3 + 2b\psi - x_1 - x_2) + F_2(t) - c_2(2\dot{x}_3 + 2b\dot{\psi} - \dot{x}_1 - \dot{x}_2) \end{cases} \quad (6)$$

动力学微分方程的矩阵表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (7)$$

其中, $\mathbf{M}$ 为质量矩阵, 为正定的对称矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵, 为正定的对称矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵, 为正定的对称矩阵; $\mathbf{F}$ 为外加的驱动力列阵。将式(6)按式(7)的形式表述, 即可得到超前支架振动系统的质量、阻尼和刚度矩阵。

3 仿真分析

3.1 超前支护装置模态分析

模态分析具有非常广泛的实用价值, 它可以帮助人们确定设计结构的模态参数, 指导设计人员预测结构的振动形式, 以避免共振。动力学问题的一般方程如下:

动力学微分方程的矩阵表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = 0 \quad (8)$$

式中, $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{x}$ 为位移矢量; $\ddot{\mathbf{x}}$ 为加速度矢量。

结构的自由振动形式是简谐振动, 因此式(8)可简化为振动频率 ω 和特征向量 ϕ 的关系式

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\phi = 0 \quad (9)$$

对式(9)求解, 即可获得系统的固有频率和模态振型。

这里分别要进行的是单组支架和整机在工作状态即全支撑状态下的模态分析, 将各种状态下的支护装置模型导入 Ansys Workbench^[13], 自动划分网格, 得到 103 543 个网格单元和 201 742 个网格节点, 在支架与巷道围岩接触的表面上施加固定约束 (Fixed support), 使用平移运动副 (Translational) 约束顶梁, 只保留其 Y 方向的平移自由度。

3.1.1 单组支架模态分析

(1) 奇数组支架分析结果

在奇数组支架侧支撑外框架的外表面和底座的下表面施加固定约束, 在各个顶梁上表面添加平移运动副, 对于单纯的模态分析, 一般只考虑模态的前 6 阶, 原因是对于高阶模态在实际工程中一般不会发生共振。这主要是因为结构中存在各种阻尼, 才导致高阶固有频率不会产生共振^[14]。因此提取奇数组支架的前六阶模态, 这里只给出前四阶模态振型如图 3。

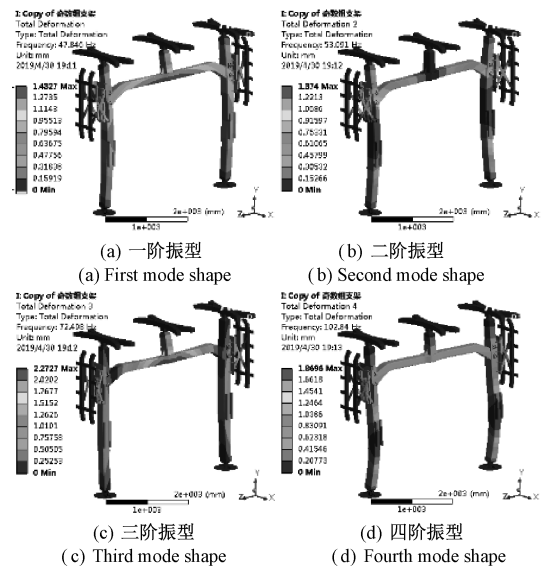


图3 奇数组支架模态振型

Fig.3 Odd array support mode shape

(2) 偶数组支架分析结果

偶数组支架的分析设置与奇数组支架相同, 其前四阶模态振型如图 4。

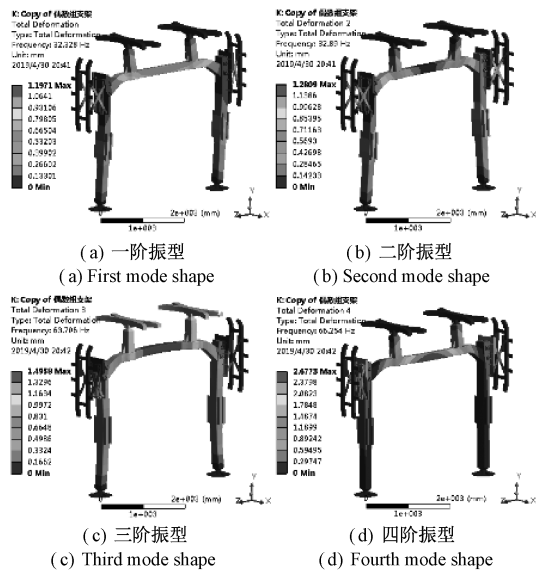


图4 偶数组支架模态振型

Fig.4 Even array support mode shapes

通过表 1 分别对奇数组支架和偶数组支架进行模态分析,可以发现除去偶数组支架的第三阶振型,奇数

表 1 单组支架模态分析结果

Tab.1 Modal analysis results of single group of brackets

单组 Single group	参数 Parameter	一阶 First-order	二阶 Second-order	三阶 Third-order	四阶 Fourth-order	五阶 Fifth-order	六阶 Sixth-order
奇数组 Odd array	固有频率 Natural frequency/Hz	47.84	53.09	72.498	102.84	105.8	134.67
	最大变形量 Max deformation/mm	1.43	1.37	2.27	1.87	2.08	2.05
偶数组 Even array	固有频率 Natural frequency/Hz	32.32	32.89	63.706	66.254	102.1	113.99
	最大变形量 Max deformation/mm	1.20	1.28	1.50	2.68	1.78	1.97

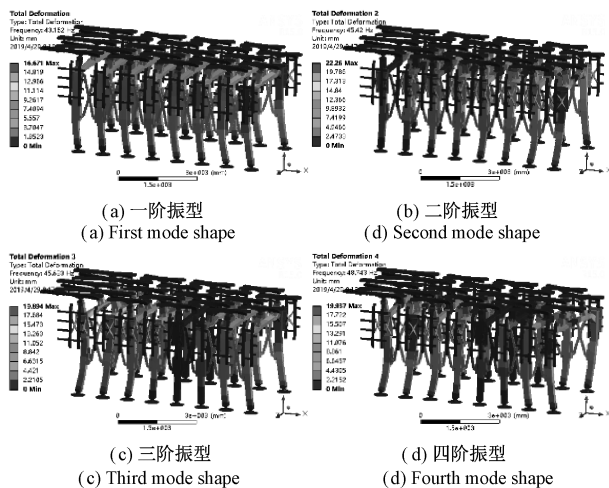


图5 全支撑状态模态振型

Fig.5 Modal shapes of fully supported state

通过表 2 对整机三种不同状态的模态分析发现,过渡状态下整机的各阶固有频率比较接近且远低于全支撑状态下的整机固有频率,过渡状态下整机各阶固

组支架和偶数组支架的模态振型基本相同,偶数组支架的各阶固有频率明显低于奇数组支架。奇数组支架的最大变形量出现在第三阶模态,发生在门形框架横梁的中部,偶数组支架的最大变形量出现在第四阶模态,也发生在门形框架横梁的中部,因此在进一步设计当中要着重考虑避免在这两阶固有频率附近的振动变形。

3.1.2 整机模态分析

(1) 全支撑状态

全支撑状态时,在所有支架侧支撑外框架的外表面和底座的下表面施加固定约束,在各个顶梁上表面添加平移运动副,分析提取整机的前六阶模态,其前四阶振型如图 5。

(2) 偶数组支架支撑状态

偶数组支架的分析设置与全支撑状态时的设置相同,其前四阶模态振型如图 6。

(3) 奇数组支架支撑状态

奇数组支架的分析设置与全支撑状态时的设置相同,其前四阶模态振型如图 7。

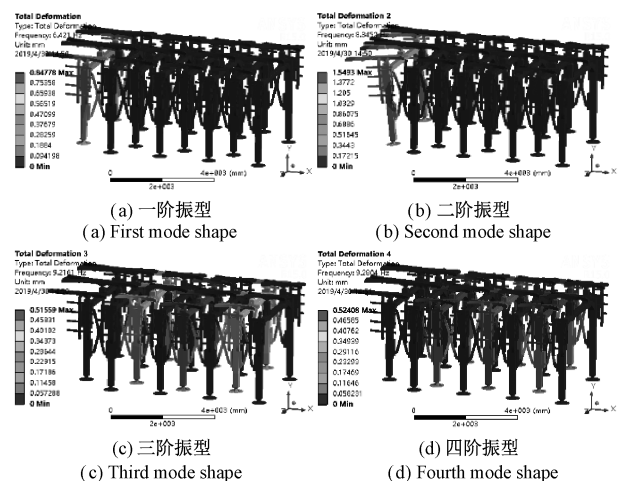


图6 偶数组支架支撑状态整机模态振型

Fig.6 Modal mode shapes of the whole machine in support state of even array supports

有频率的最大变形量也远低于全支撑状态。

再与表 1 中单组支架模态对比分析,全支撑状态

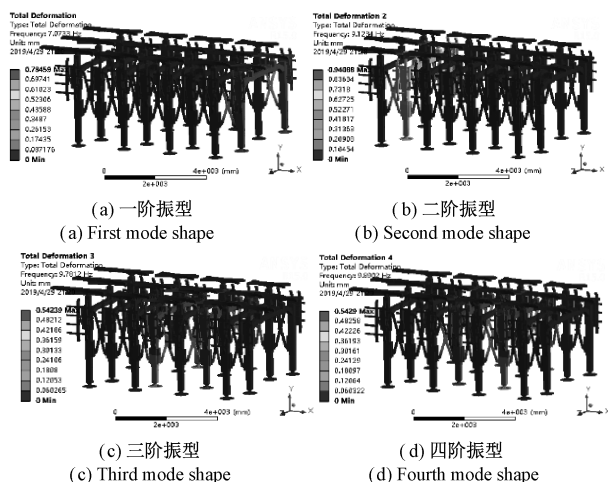


图 7 奇数组支架支撑状态整机模态振型

Fig.7 Modal mode shapes of the whole machine
in support state of odd array supports

下整机的低阶固有频率和单组支架比较接近,而高阶固有频率远低于单组支架,过渡状态下的整机固有频率整体都远低于单组支架。这说明支架间的推移机构

表 2 整机模态分析结果

Tab.2 Modal analysis results of the whole machine

整机 Machine	参数 Parameter	一阶 First-order	二阶 Second-order	三阶 Third-order	四阶 Fourth-order	五阶 Fifth-order	六阶 Sixth-order
全支撑 Full support	固有频率 Natural frequency/ Hz	43. 16	45. 42	45. 63	48. 74	51. 73	56. 09
	最大变量量 Max deformation/mm	16. 67	22. 26	19. 89	19. 94	24. 13	18. 18
偶数组 Even array	固有频率 Natural frequency / Hz	7. 07	9. 12	9. 78	9. 89	10. 39	12. 37
	最大变量量 Max deformation/mm	0. 78	0. 94	0. 54	0. 54	1. 36	2. 10
奇数组 Odd array	固有频率/Hz	6. 42	8. 34	9. 21	9. 28	9. 34	11. 83
	最大变量量 Max deformation/mm	0. 85	1. 55	0. 52	0. 52	0. 53	1. 72

3.2.1 动力扰动工况单组支架谐响应分析

根据奇数组支架的固有频率范围,在谐响应的 Analysis Setting 中设置求解频率范围为 0 Hz~140 Hz,求解步数设置为 70,在支架顶梁上表面施加竖直方向幅值为 20 kN 的谐波载荷,对奇数组支架进行谐响应分析。

(1) 奇数组支架分析结果

根据模态分析可知,奇数组支架的门形框架横梁和支腿更容易发生振动,因此提取这两处位置在 X、Y、Z 方向的振幅频率响应曲线和应力频率相应曲线,如图 8 所示。

由图 8 可知,奇数组支架在频率为 48 Hz 和 106 Hz 附近的动力扰动下容易发生共振,门形框架横梁在 Z 方向的振动最大,最大振幅为 1.02 mm,支腿在 Y 方

能够降低整机的高阶固有频率,缩小容易引起整机共振的振动频率范围,有利于提高整机的适应性和工作的稳定性。

3.2 动力扰动工况整机谐响应分析

本文使用 Ansys Workbench 软件的 Harmonic response 模块对超前支护装置进行谐响应分析,研究超前支护装置的动力响应特性问题,其原理及过程如下。

结构的动力学方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (10)$$

式中, C 为阻尼矩阵; $\dot{x}$ 为速度矢量; $F(t)$ 为力矢量。

对于谐响应分析,式(10)右侧为

$$F = F_0 \cos(\omega t) \quad (11)$$

式中, F_0 为载荷幅值。

上文已经对超前支护装置单组支架及整机的工作状态进行了模态分析,这里在此基础上使用模态叠加法进行谐响应分析,研究其动力响应特性,判断整机能否稳定工作。

向的振动最大,最大振幅为 0.31 mm。由图 9 可知,门形框架横梁在 Y 方向的应力最大,最大应力为 4.1 MPa,支腿在 Z 方向的应力最大,最大应力为 19.0 MPa。

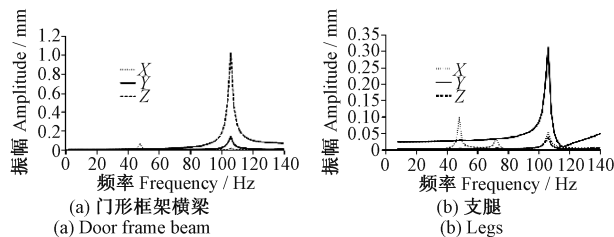


图 8 奇数组支架振幅频率响应曲线

Fig.8 Odd array support amplitude frequency response curve

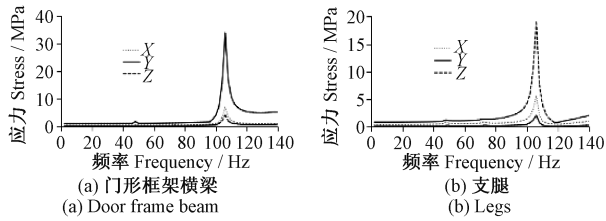


图 9 奇数组支架应力频率响应曲线

Fig.9 Odd array support stress frequency response curve

(2) 偶数组支架分析结果

偶数组支架的分析设置与奇数组支架相同。分析结果如图 10 所示。

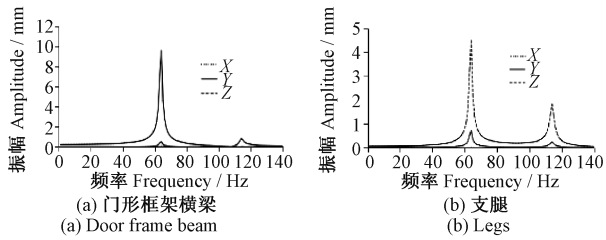


图 10 偶数组支架振幅频率响应曲线

Fig.10 Even array support amplitude frequency response curve

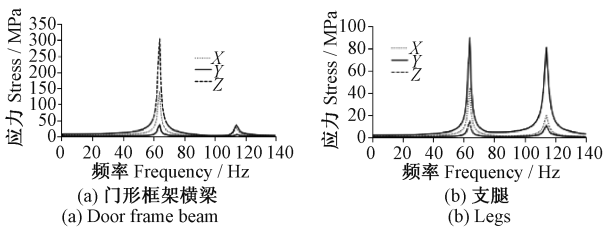


图 11 偶数组支架应力频率响应曲线

Fig.11 Even array support stress frequency response curve

由图 10 可知,偶数组支架在频率为 64 Hz 和 114 Hz 附近的动力扰动下容易发生共振,门形框架横梁在 Y 方向的振动最大,最大振幅为 9.6 mm,支腿在 Z 方向的振动最大,最大振幅为 1.83 mm。由图 11 可知,门形框架横梁在 Z 方向的应力最大,最大应力为 302.8 MPa,支腿在 Y 方向的应力最大,最大应力为 89.6 MPa。

3.2.2 动力扰动工况整机谐响应分析

(1) 全支撑状态

全支撑状态时,根据固有频率范围,在谐响应的 Analysis Setting 中设置求解频率范围为 0 Hz~140 Hz,求解步数设置为 70。在每组支架顶梁的上表面施加竖直方向幅值为 20 kN 的谐波载荷,各个力的相位相同。

根据模态分析结果,发现全支撑状态下第七组支架的支腿和推移机构容易发生振动,因此提取这两处位置在 X、Y、Z 方向的振幅频率响应曲线和应力频率

相应曲线,如图 12、图 13 所示。

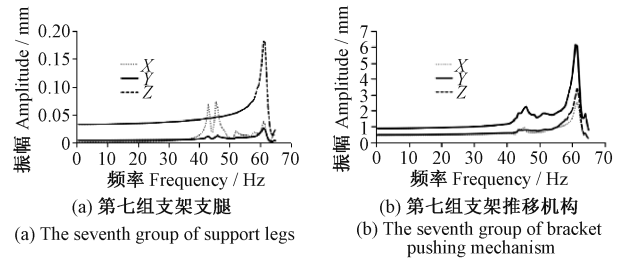


图 12 全支撑状态振幅频率响应曲线

Fig.12 Full support state amplitude frequency response curve

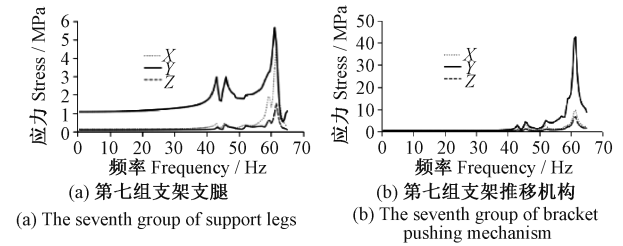


图 13 全支撑状态应力频率响应曲线

Fig.13 Full support state stress frequency response curve

(2) 偶数组支架支撑状态

偶数组支架支撑状态时,将求解步数设置为 40。根据谐响应分析结果,发现偶数组支架支撑状态下第一组支架的门形框架横梁和推移机构容易发生振动,因此提取这两处位置在 X、Y、Z 方向的振幅频率响应曲线和应力频率相应曲线,如图 14、图 15 所示。

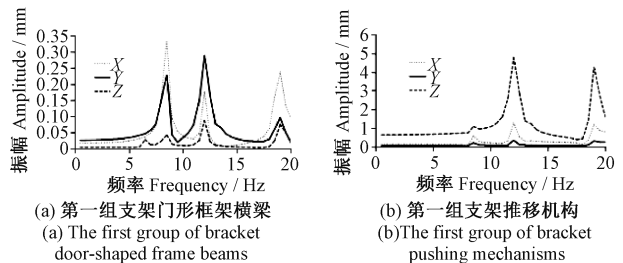


图 14 偶数组支架支撑状态振幅频率响应曲线

Fig.14 Even array support state amplitude frequency response curve

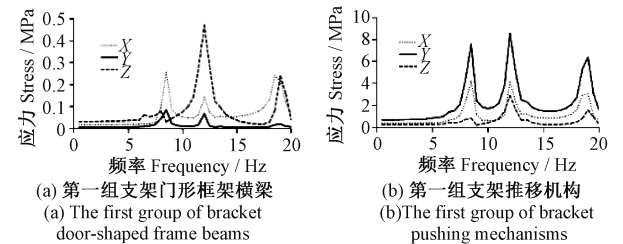


图 15 偶数组支架支撑状态应力频率响应曲线

Fig.15 Even array support state stress frequency response curve

(3) 奇数组支架支撑状态的分析设置与偶数组支架相同,分析结果如图 16、图 17 所示。

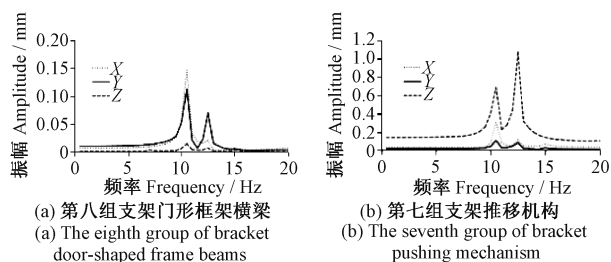


图16 奇数组支架支撑状态振幅频率响应曲线

Fig.16 Odd array support state amplitude frequency response curve

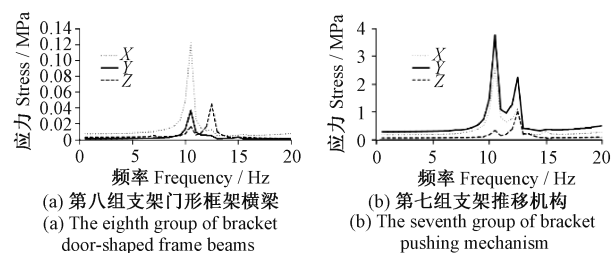


图17 奇数组支架支撑状态应力频率响应曲线

Fig.17 Odd array support state stress frequency response curve

通过以上三种状态的整机谐响应分析,发现过渡状态时整机易发生振动的频率范围偏低,而全支撑状态时整机易发生振动的频率范围较高,并且过渡状态下整机的振动幅值和应力都较全支撑状态更小。由于过渡状态下整机相对全支撑状态工作更稳定,同时实际作业中整机大多数时间都处于全支撑状态,所以实际作业中主要需要避免频率在 61.5 Hz 附近的振源,或者使用阻尼器、改进支架结构等方法来避免共振的发生,以提高整机工作的稳定性。

对比整机和单组支架的谐响应分析结果,发现整机易发生振动的频率范围低于单组支架,并且整机振动幅值和应力相较于单组支架有大幅下降,说明推移机构能够降低超前支护装置的共振频率以及振动幅值和应力大小,对提高整机工作的稳定性有重要作用。

4 结论

1) 利用拉格朗日方法,建立了超前支护装置全支撑态的动力学模型,并给出系统运动的微分方程。

2) 基于 Ansys 有限元分析软件,对超前支护装置单组支架和整机框架进行了模态分析,得出全支撑状态下整机的低阶固有频率和单组支架比较接近,而高阶固有频率远低于单组支架,过渡状态下的整机固有频率整体都远低于单组支架。这说明支架间的推移机构能够降低整机的高阶固有频率,缩小容易引起整机共振的振动频率范围。

3) 在模态分析基础上,使用模态叠加法对超前支护装置单组支架和整机进行谐响应分析,得出整机易

发生振动的频率范围低于单组支架,并且整机振动幅值和应力较单组支架有大幅下降,说明推移机构能够降低超前支护装置的共振频率以及振动幅值和应力大小。

综上所述,发现推移机构对提高整机的适应性和工作稳定性具有重要作用,分析结果对超前支护装置的进一步优化设计提供参考。

参考文献 (References)

- [1] 吕志,朱建明,胡宇,等.综掘巷道超前支护装置及其应用研究[J].金属矿山,2015,464(2):45-48.
LV Zhi, ZHU JianMing, HU Yu, et al. Advanced support device of comprehensive mining tunnel and its application [J]. Metal Mine, 2015, 464 (2): 45-48 (In Chinese).
- [2] 屠薇薇.综掘快速支护设备结构轻型化设计与分析[D].淮南:安徽理工大学,2015:4-10.
TU WeiWei. Lightweight design and analysis of quick-support equipment for comprehensive excavation [D]. Huainan: Anhui University of Science and Technology, 2015:4-10 (In Chinese).
- [3] 侯友夫,刘肖健.大可缩量巷道支架的设计研究[J].煤炭学报,1999,24(6):634-635.
HOU YouFu, LIU XiaoJian. Study on the design of large shrinkage roadway support [J]. Journal of China Coal Society, 1999, 24 (6): 634-635 (In Chinese).
- [4] 栾丽君,任金萍,卢景文.巷道用自移式辅助支护设备顶梁的优化及有限元分析[J].煤矿机械,2010,31(3):93-94.
LUAN LiJun, REN JinPing, LU JingWen. Optimization and finite element analysis of top beam of self-moving auxiliary support equipment for roadway [J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31 (3): 93-94 (In Chinese).
- [5] 王亮亮.巷道超前支护液压支架的研究[D].邯郸:河北工程大学,2014:5-57.
WANG LiangLiang. Research on the hydraulic support of the roadway advanced support [D]. Handan: Hebei University of Engineering, 2014: 5-57 (In Chinese).
- [6] 卢进南.综掘巷道迈步式超前支护系统力学特性研究[D].阜新:辽宁工程技术大学,2014:23-127.
LU JinNan. Research on mechanical characteristics of step-by-step advanced support system for fully mechanized roadway [D]. Fuxin: Liaoning University of Engineering and Technology, 2014: 23-127 (In Chinese).
- [7] 卢进南,毛君,谢苗,等.巷道超前支架全支撑态动力学模型[J].煤炭学报,2015,40(1):50-57.
LU JinNan, MAO Jun, XIE Miao, et al. Full-support dynamic model of roadway advanced support [J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40 (1): 50-57 (In Chinese).
- [8] 卢进南,谢苗,毛君.一种综掘巷道临时支护力学特性及振动特性研究[J].机械强度,2016,38(3):435-441.
LU JinNan, XIE Miao, MAO Jun. Study on mechanical characteristics and vibration characteristics of temporary support in fully mechanized roadway [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38 (3): 435-441 (In Chinese).
- [9] 谢苗,刘治翔,毛君,等.综掘巷道超前支架相似实验样机理论

- 与实验研究[J].中国机械工程,2017,28(7):846-851.
- XIE Miao, LIU ZhiXiang, Mao Jun, et al. Theoretical and experimental study on similar experimental prototypes of advanced excavation roadway[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28 (7): 846-851(In Chinese).
- [10] 谢苗,刘治翔,毛君.综掘巷道超前支护装备多缸同步控制方法研究[J].工程设计学报,2015,22(2):193-200.
- XIE Miao, LIU ZhiXiang, MAO Jun. Multi-tylinder synchronous control method for advanced support of roadway support equipment [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2015, 22 (2): 193-200(In Chinese).
- [11] 谢苗,刘治翔,毛君.迈步过程接触刚度变化对超前支架动态响应影响分析[J].中国机械工程,2017,28(12):1406-1412.
- XIE Miao, LIU ZhiXiang, MAO Jun. Analysis of the influence of contact stiffness change on the dynamic response of the leading support[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28 (12): 1406-1412(In Chinese).
- [12] Rao Singiresu S. Mechanical vibrations [M]. New Jersey: Prentice Hall, Inc, 2010: 330-331; 2010: 359-360.
- [13] 许进峰. Ansys Workbench 15.0 完全自学一本通 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2014: 5-150.
- XU JinFeng. ANSYS Workbench 15.0 is completely self-study [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2014: 5-150 (In Chinese).
- [14] 李可,张进红,张开智,等.高地应力区域动载扰动诱发深埋巷道冲击致灾机理研究[J].煤矿安全,2017,48(7):52-56.
- LI Ke, ZHANG JinHong, ZHANG KaiZhi, et al. Study on the mechanism of impact damage caused by dynamic disturbance in high ground stress region[J]. Coal Mine Safety, 2017, 48 (7): 52-56(In Chinese).