



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113005826 B

(45) 授权公告日 2022.05.10

(21) 申请号 202110258569.8

JP 2020012733 A, 2020.01.23

(22) 申请日 2021.03.10

CN 106988163 A, 2017.07.28

(65) 同一申请的已公布的文献号

CN 109518547 A, 2019.03.26

申请公布号 CN 113005826 A

CN 112160195 A, 2021.01.01

(43) 申请公布日 2021.06.22

CN 110983868 A, 2020.04.10

(73) 专利权人 中铁二院工程集团有限责任公司

CN 211947715 U, 2020.11.17

地址 610031 四川省成都市通锦路3号

CN 104036087 A, 2014.09.10

CN 211498290 U, 2020.09.15

(72) 发明人 李忠继 杨吉忠 陈志贤 林红松

CN 109902414 A, 2019.06.18

CN 105887585 A, 2016.08.24

冯读贝 王志强 代丰 杨文茂

陈志辉 肖飞知 蒋尧 陈以庭

舒睿洪

代丰登.《基于数值模型和解析模型的钢轨波导特性分析》.《西南交通大学学报》.2018, 冯读贝等.减振轨道对高架桥梁低频振动特性的影响.《铁道建筑》.2015, (第12期), 全文.

周昌盛等.基于有限元功率流法的轮轨系统能量分布特性研究.《铁道标准设计》.2020, (第07期), 全文.

江阿兰等.钢弹簧浮置板轨道结构模态分析.《大连交通大学学报》.2016, (第05期), 全文.

(74) 专利代理机构 成都惠迪专利事务所(普通合伙) 51215

专利代理师 王建国

审查员 罗楠欣

(51) Int.Cl.

G06F 30/17 (2020.01)

E01B 19/00 (2006.01)

E01B 9/68 (2006.01)

(56) 对比文件

US 2008054086 A1, 2008.03.06

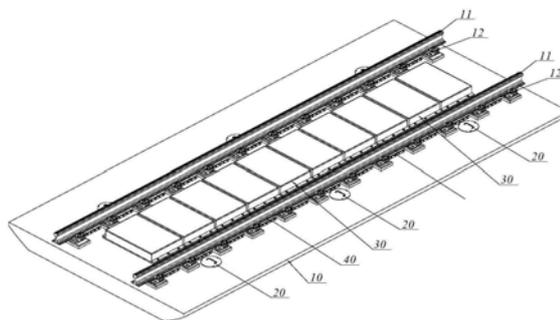
权利要求书1页 说明书5页 附图2页

(54) 发明名称

全频减振轨道结构的设计方法

(57) 摘要

全频减振轨道结构的设计方法,以实现全频减振轨道参数的快速设计.包括如下步骤:根据限界和轨道结构空间条件,确定轨道结构等效宽度和轨道结构等效高度,并根据轨道尺寸计算轨道延米等效质量 m_e ;根据环评结果,选定中频隔振频率 f ,且满足 $6\text{Hz} \leq f \leq 16\text{Hz}$,并计算全频减振轨道中频等效基准刚度 k_0 ; (3) 根据轨道所运行的列车条件确定车辆轴重 W_a ,一位车轮距车钩的距离 x_{a1} ,二位车轮距车钩的距离 x_{a2} ,验算轨道板垂向位移 z ;确定中频隔振器的刚度曲线;根据轨道结构空间选定低频隔振器质量 m_l ,计算低频吸振器刚度 k_d 和阻尼 c_d ;确定高频阻尼器等效阻尼系数。



CN 113005826 B

1. 全频减振轨道结构的设计方法,包括如下步骤:

(1) 根据限界和轨道结构空间条件,确定接轨道结构等效宽度和轨道结构等效高度,并根据轨道尺寸计算轨道延米等效质量 m_e ;

(2) 根据环评结果,选定中频隔振频率 f ,且满足 $6\text{Hz} \leq f \leq 16\text{Hz}$,并通过下式计算得到全频减振轨道中频等效基准刚度 k_0 :

$$k_0 = 4\pi^2 f^2 m_e;$$

(3) 根据轨道所运行的列车条件确定车辆轴重 W_a ,一位车轮距车钩的距离 x_{a1} ,二位车轮距车钩的距离 x_{a2} ,通过下式验算轨道板垂向位移 z :

$$z = 2[y(x_{a1}) + y(x_{a2})]$$

其中 $y(x)$ 表示为:

$$y(x) = \frac{W_a \gamma}{2k} e^{-\alpha x}$$

其中: $\gamma = 4\sqrt{\frac{k_0}{4EI}}$,EI为轨道板的抗弯模量;

当所得 $z > 3\text{mm}$ 时,增大中频隔振频率 f ,并重新求解 z ,直至 z 小于或等于 3mm ,并将最终的中频隔振频率记为基准隔振频率 f_0 ;

(4) 中频隔振器的刚度曲线为:

$$K(z) = \begin{cases} \frac{dk_0}{2} & z \leq z_0 \\ \frac{f^2}{2} \frac{dae^{4g\pi^2 z}}{2} & z > z_0 \end{cases}$$

$$\alpha = \frac{k_0}{e^{f^2 z_0 / 4g\pi^2}}$$

式中, d 为隔振器布置间距, k_0 为隔振器基准刚度, a 为隔振器刚度曲线的调整值, f 为轨道系统固有频率, z_0 为浮置轨道板的静态垂向基准位移;

(5) 根据轨道结构空间选定低频隔振器质量 m_t ,低频吸振器刚度 k_d 和阻尼 c_d 为:

$$k_d = \mu k_0 \left(\frac{1}{1 + \mu} \right)^2$$

$$c_d = 2m_t \sqrt{\frac{k_0}{m_e}} \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}}$$

式中, $\mu = m_t / m_e$;

(6) 高频阻尼器与扣件、钢轨构成的弹性系统,扣件等效刚度为 k_f ,系统等效质量 m_r ,阻尼比 ξ ,且阻尼比应处于 $0.1 \sim 0.3$ 之间,高频阻尼器等效阻尼系数为:

$$c_t = 2\xi \sqrt{m_r k_f} \quad \circ$$

全频减振轨道结构的设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及交通工程技术领域,特别是一种全频减振轨道结构的设计方法。

背景技术

[0002] 传统轨道减振措施有扣件减振、减振垫减振、点支撑浮置板轨道减振。分别应用于低、中、高和特殊等级减振地段。传统减振轨道仅从最大减振量来进行划分使用,然而轨道交通所诱发的是一种宽频光谱振动,既有几赫兹的低频振动,又有数十赫兹的中频振动,同时又伴随着数百赫兹的高频振动。传统的减振轨道只能对单频振动进行减隔振。这导致采用浮置板轨道的地段,车内往往出现剧烈的振动噪声。低刚度减振扣件往往伴有轨道波磨,导致轮轨高频动作用和辐射噪声急剧增加。减振垫浮置板轨道有效减振频率在几十赫兹以上,对中低频振动难以起到减振作用。这导致轨道减振等级设计明明满足规范要求,但实际中还是经常出现乘客和周边居民投诉的重要原因。全频减振轨道能够在全频域起到振动抑制作用,但全频域轨道参数众多,设计复杂,通常需要依赖复杂的车辆轨道动力学仿真分析进行设计,设计流程长,可用性差。

[0003] 为解决传统减振轨道结构仅对单频振动有效的问题,本申请人同日提出的实用新型专利申请中提出了一种全频减振轨道结构,在轨道板、混凝土底座之间沿线路纵向间隔设置成组的中频隔振器,浮置轨道板支撑于中频隔振器上,在纵向相邻两扣件之间设置高频阻尼器,各高频阻尼器的上下两端分别作于钢轨、浮置轨道板,轨道板上在两条钢轨之间固定安装或嵌入低频吸振器。通过中频隔振器将轨道板10浮置于混凝土底座上,起到缓冲作用,减小振动向混凝土底座传递。通过高频阻尼器耗散轮轨动作用引起的钢轨的高频振动,从而抑制钢轨波磨和车轮不圆的发生进而控制高频振动和噪声。通过低频吸振器的动力吸振原理来吸收轨道结构低频振动。可有效克服城市轨道交通所诱发的环境振动、轮轨和车内噪声问题特别是多频复合振动,实现减振轨道的全频性能最佳化。

发明内容

[0004] 本发明所要解决的技术问题是提供一种全频减振轨道结构的设计方法,以实现全频减振轨道参数的快速设计。

[0005] 本发明解决上述技术问题所采取的技术方案如下:

[0006] 本发明的全频减振轨道的设计方法,包括如下步骤:

[0007] (1) 根据限界和轨道结构空间条件,确定轨道结构等效宽度和轨道结构等效高度,并根据轨道尺寸计算轨道延米等效质量 m_e ;

[0008] (2) 根据环评结果,选定中频隔振频率 f ,且满足 $6\text{Hz} \leq f \leq 16\text{Hz}$,并通过下式计算得到全频减振轨道中频等效基准刚度 k_0 :

[0009] $k_0 = 4\pi^2 f^2 m_e$;

[0010] (3) 根据轨道所运行的列车条件确定车辆轴重 W_a ,一位车轮距车钩的距离 x_{a1} ,二位车轮距车钩的距离 x_{a2} ,通过下式验算轨道板垂向位移 z :

[0011] $z = 2[y(x_{a1}) + y(x_{a2})]$

[0012] 其中 $y(x)$ 表示为:

$$[0013] \quad y(x) = \frac{W_a \gamma}{2k} e^{-\alpha}$$

[0014] 其中: $\gamma = \sqrt[4]{\frac{k_0}{4EI}}$, EI 为轨道板的抗弯模量;

[0015] 当所得 $z > 3\text{mm}$ 时, 需要增大中频隔振频率 f , 并重新求解 z , 直至 z 小于或等于 3mm , 并将最终的中频隔振频率记为基准隔振频率 f_0 ;

[0016] (4) 中频隔振器的刚度曲线为:

$$[0017] \quad K(z) = \begin{cases} \frac{dk_0}{2} & z \leq z_0 \\ \frac{f^2}{4g\pi^2} z & z > z_0 \end{cases}$$

$$[0018] \quad \alpha = \frac{k_0}{e^{f^2 z_0 / 4g\pi^2}}$$

[0019] 式中, d 为隔振器布置间距, k_0 为隔振器基准刚度, α 为隔振器刚度曲线的调整值, f 为轨道系统固有频率, z_0 为浮置轨道板的静态垂向基准位移;

[0020] (5) 根据轨道结构空间选定低频隔振器质量 m_t , 低频吸振器刚度 k_d 和阻尼 c_d 为:

$$[0021] \quad k_d = \mu k_0 \left(\frac{1}{1 + \mu} \right)^2$$

$$[0022] \quad c_d = 2m_t \sqrt{\frac{k_0}{m_e}} \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}}$$

[0023] 式中, $\mu = m_t / m_e$;

[0024] (6) 高频阻尼器与扣件、钢轨构成的弹性系统, 扣件等效刚度为 k_f , 系统等效质量 m_r , 阻尼比 ξ , 且阻尼比应处于 $0.1 \sim 0.3$ 之间, 高频阻尼器等效阻尼系数为:

$$[0025] \quad c_t = 2\xi \sqrt{m_r k_f} \quad \circ$$

[0026] 本发明的有益效果是, 可实现全频减振轨道参数的快速设计, 在确保轨道的稳定性的前提下, 实现了减振轨道的全频性能最佳。对解决城市轨道交通所诱发的环境振动, 轮轨和车内噪声可起到显著效果。

附图说明

[0027] 本说明书包括如下五幅附图:

[0028] 图1是全频减振轨道结构的立体示意图;

[0029] 图2是全频减振轨道结构的侧视图;

- [0030] 图3是全频减振轨道结构的横断面图；
 [0031] 图4是全频减振轨道结构的侧视图；
 [0032] 图5是全频减振轨道结构的横断面图；
 [0033] 图中示出构件名称及所对应的标记：轨道板10，钢轨11，扣件12，混凝土底座13，中频隔振器20，低频吸振器30，高频抑振器40。

具体实施方式

- [0034] 下面结合附图和实施例对本发明进一步说明。
- [0035] 参照图1至图5，全频减振轨道结构包括轨道板10、两条钢轨11和混凝土底座13，沿线路纵向等距布置扣件12将钢轨11固定在轨道板10上。扣件12通过预埋安座或预埋套管安装在轨道板10上，其作于是将钢轨11与轨道板10固定，并提供横向、竖向和扭转支撑刚度，并可实现钢轨形位调整。
- [0036] 所述轨道板10、混凝土底座13之间沿线路纵向间隔设置成组的中频隔振器20，轨道板10支撑于中频隔振器20上。通过中频隔振器20将浮置轨道板10浮置于混凝土底座13上，起到缓冲作用，减小振动向混凝土底座13传递。中频隔振器20由减振器本体及减振器套筒组成，减振器本体内置减振元件，减振元件可为钢弹簧或橡胶弹簧。减震器套筒预埋入轨道板10内。中频减振器上还可设置阻尼结构来提高中频减振器的阻尼。
- [0037] 纵向相邻两扣件12之间设置高频阻尼器40，各高频阻尼器40的上下两端分别作于钢轨11、轨道板10。可在相邻两个扣件12间布置一个或多个高频阻尼器40，通过被动阻尼来耗散轮轨动作用引起的钢轨的高频振动，从而抑制钢轨波磨和车轮不圆的发生进而控制高频振动和噪声。高频阻尼器40包括安装座、耗能元件和锁定结构，通过预埋套管或预埋安装座安装与轨道板10上。高频阻尼器40通过阻尼材料变形提供耗能阻尼。
- [0038] 所述两条钢轨11之间，在浮置轨道板10上固定安装或嵌入低频吸振器30。低频吸振器30通过动力吸振原理来吸收轨道结构低频振动。低频吸振器30由质量体和弹性元件构成，质量体通过弹性元件支撑或连接在轨道板10上，弹性元件为弹性垫、弹性支座或钢弹簧。
- [0039] 中频隔振器20、低频吸振器30和高频抑振器40均采用现在成熟的产品，配置于减振轨道结构上解决了传统减振轨道结构仅对单频振动有效的问题。在确保轨道稳定性的前提下，实现了减振轨道的全频性能最佳化，可用于解决城市轨道交通所诱发的环境振动，轮轨和车内噪声问题特别是多频复合振动问题。
- [0040] 本发明的全频减振轨道的设计方法，包括如下步骤：
- [0041] (1) 根据限界和轨道结构空间条件，确定接轨道结构等效宽度和轨道结构等效高度，并根据轨道尺寸计算轨道延米等效质量 m_e ；
- [0042] (2) 根据环评结果，选定中频隔振频率 f ，且满足 $6\text{Hz} \leq f \leq 16\text{Hz}$ ，并通过下式计算得到全频减振轨道中频等效基准刚度 k_0 ：
- [0043] $k_0 = 4\pi^2 f^2 m_e$ ；
- [0044] (3) 根据轨道所运行的列车条件确定车辆轴重 W_a ，一位车轮距车钩的距离 x_{a1} ，二位车轮距车钩的距离 x_{a2} ，通过下式验算轨道板垂向位移 z ：
- [0045] $z = 2[y(x_{a1}) + y(x_{a2})]$

[0046] 其中 $y(x)$ 表示为:

$$[0047] \quad y(x) = \frac{W_a \gamma}{2k} e^{-\alpha}$$

[0048] 其中: $\gamma = \sqrt[4]{\frac{k_0}{4EI}}$, EI为轨道板的抗弯模量;

[0049] 当所得 $z > 3\text{mm}$ 时,需要增大中频隔振频率 f ,并重新求解 z ,直至 z 小于或等于 3mm ,并将最终的中频隔振频率记为基准隔振频率 f_0 ;

[0050] (4) 中频隔振器的刚度曲线为:

$$[0051] \quad K(z) = \begin{cases} \frac{dk_0}{2} & z \leq z_0 \\ \frac{f^2}{d\alpha e^{4g\pi^2 z}} & z > z_0 \end{cases}$$

$$[0052] \quad \alpha = \frac{k_0}{e^{f^2 z_0 / 4g\pi^2}}$$

[0053] 式中, d 为隔振器布置间距, k_0 为隔振器基准刚度, α 为隔振器刚度曲线的调整值, f 为轨道系统固有频率, z_0 为浮置轨道板的静态垂向基准位移;

[0054] (5) 根据轨道结构空间选定低频隔振器质量 m_t ,低频吸振器刚度 k_d 和阻尼 c_d 为:

$$[0055] \quad k_d = \mu k_0 \left(\frac{1}{1 + \mu} \right)^2$$

$$[0056] \quad c_d = 2m_t \sqrt{\frac{k_0}{m_e}} \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}}$$

[0057] 式中, $\mu = m_t / m_e$;

[0058] (6) 高频阻尼器与扣件、钢轨构成的弹性系统,扣件等效刚度为 k_f ,系统等效质量 m_r ,阻尼比 ξ ,且阻尼比应处于 $0.1 \sim 0.3$ 之间,高频阻尼器等效阻尼系数为:

$$[0059] \quad c_t = 2\xi \sqrt{m_r k_f} \quad \circ$$

[0060] 实施例:

[0061] 以一全频减振轨道结构的设计过程说本发明是如何实现全频减振轨道参数的快速设计。

[0062] (1) 根据限界和轨道结构空间条件,确定轨道结构等效宽度为 2900mm 和轨道结构等效高度 320mm ,轨道板钢筋混凝土密度 2616kg/m^3 。计算可得含钢轨(钢轨按照延米质量 60kg 计算)轨道延米等效质量 $m_e = 2548\text{kg}$ 。

[0063] (2) 根据环评结果,选定中频隔振频率 $f = 12\text{Hz}$,且满足 $6\text{Hz} \leq f \leq 16\text{Hz}$,计算得到全频减振轨道中频等效基准刚度:

$$[0064] \quad k_0 = 4\pi^2 f^2 m_e = 8.15\text{MN/m} \circ$$

[0065] (3) 根据轨道所运行的列车条件确定车辆轴重 $W_a=13t$,一位车轮距车钩的距离 $x_{a1}=4.51m$,二位车轮距车钩的距离 $x_{a1}=2.41m$,根据步骤(3)的公式,验算轨道板垂向位移 $z=2.6mm$,小于 $3mm$ 满足要求。

[0066] (4) 中频隔振器的取定频刚度曲线设计如下:

[0067] 浮置轨道板的静态垂向基准位移:

$$[0068] \quad z_0 = \frac{m_e}{k_0} = 0.1759mm$$

[0069] 隔振器刚度曲线的调整值:

$$[0070] \quad \alpha = \frac{k_0}{e^{f^2 z_0 / 4g\pi^2}} = 1.448 \times 10^7$$

[0071] 带入下式可计算得到定频刚度曲线:

$$[0072] \quad K(z) = \begin{cases} \frac{dk_0}{2} & z \leq z_0 \\ \frac{f^2}{d\alpha e^{4g\pi^2 z}} & z > z_0 \end{cases}$$

[0073] (5) 根据轨道结构空间选定质量比为 $\mu=0.15$ 、延米质量 m_t 的低频隔振器,低频吸振器延米刚度 k_d 和阻尼 k_d 为:

$$[0074] \quad k_d = \mu k_0 \left(\frac{1}{1+\mu} \right)^2 = 1.64 MN/m$$

$$[0075] \quad c_d = 2m_t \sqrt{\frac{k_0}{m_e}} \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} = 11.1 kN/m$$

[0076] (6) 高频阻尼器与扣件、钢轨构成的弹性系统,扣件等效刚度为 $k_f=30MN/m$,考虑轮对作用,轮轨系统等效质量 $m_r=1600kg$,阻尼比取 $\xi=0.2$,且阻尼比应处于 $0.1\sim 0.3$ 之间,高频阻尼器等效阻尼系数为:

$$[0077] \quad c_t = 2x \sqrt{m_r k_f} = 50.60 kN/m \quad \circ$$

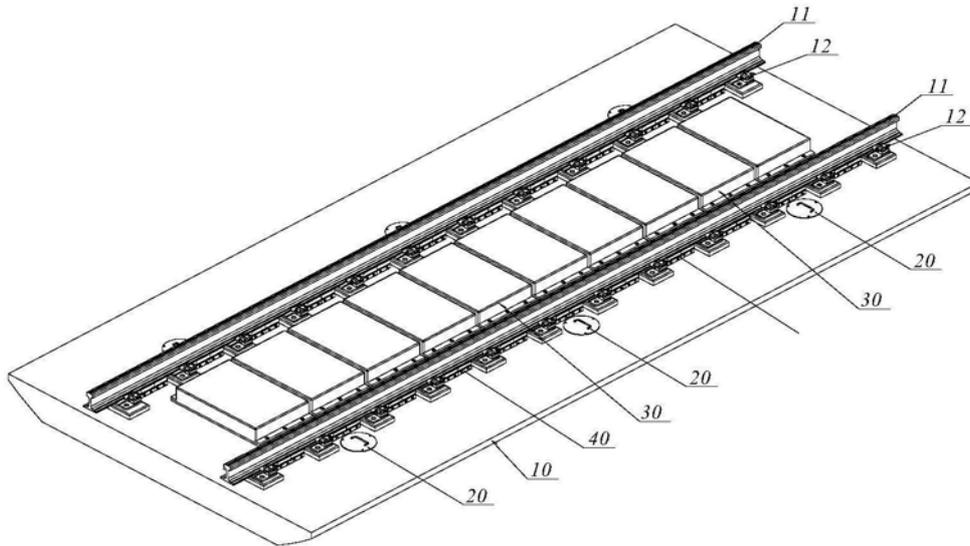


图1

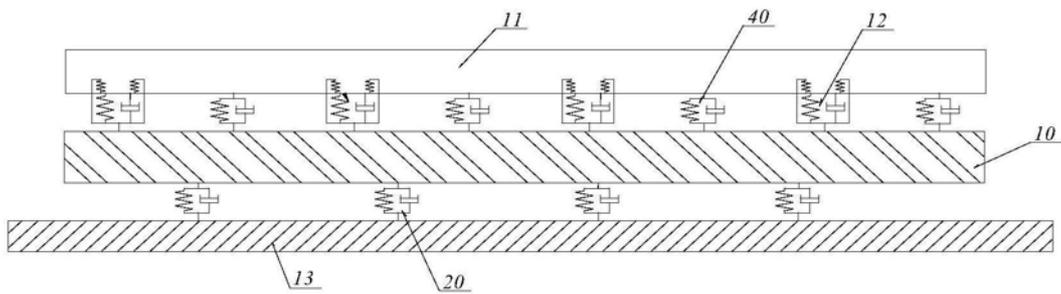


图2

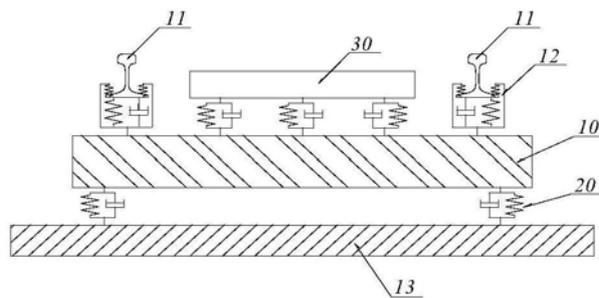


图3

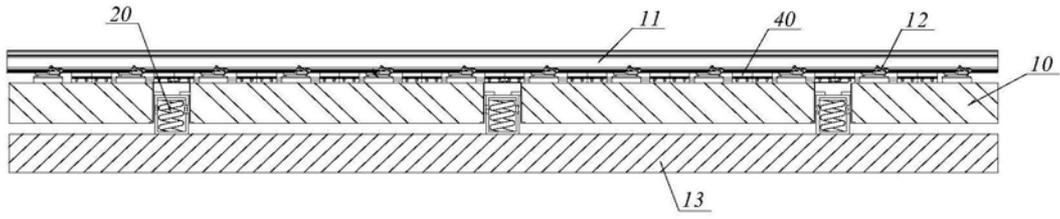


图4

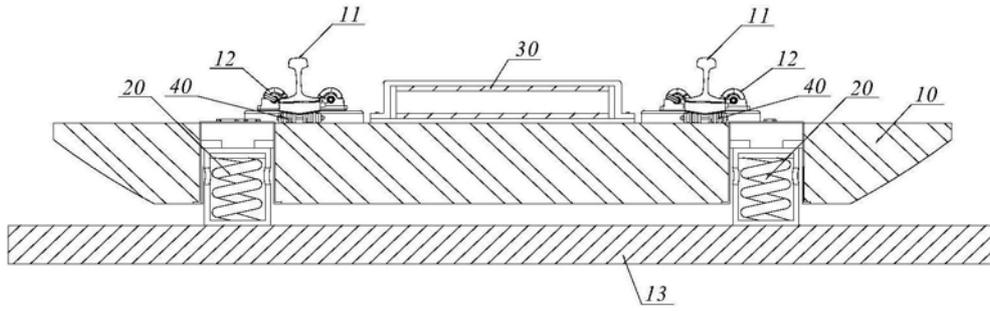


图5