



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103318216 A

(43) 申请公布日 2013. 09. 25

(21) 申请号 201310284052. 1

(22) 申请日 2013. 07. 08

(71) 申请人 朱卫

地址 730050 甘肃省兰州市七里河区建西西路 58 号 401 室

申请人 朱梦嘉

(72) 发明人 朱卫 朱梦嘉

(74) 专利代理机构 甘肃省知识产权事务中心
62100

代理人 杨中毅

(51) Int. Cl.

B61G 1/40(2006. 01)

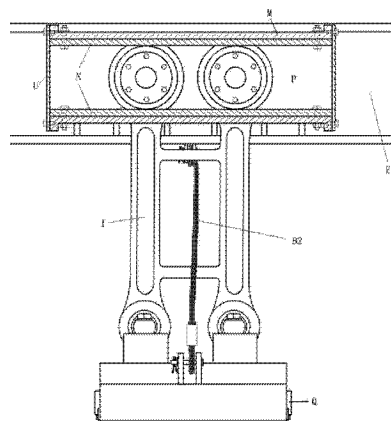
权利要求书1页 说明书8页 附图6页

(54) 发明名称

一种改进型低位推挽式单牵引杆机车牵引装置

(57) 摘要

一种改进型低位推挽式单牵引杆机车牵引装置，该牵引装置主要由牵引杆 1、牵引杆 2、端梁辅助吊挂连杆、牵引销、橡胶关节和法兰组件等组成。牵引杆 1 通过牵引橡胶关节与构架牵引座相连，牵引杆 2 通过法兰组件与车体牵引座相连，牵引杆 1、牵引杆 2 则通过牵引销连接，端梁辅助吊挂连杆下端连接牵引销，连杆上弹性拉杆两端分别安装带有轴承和轮缘的滚轮，安装在箱形轨道内，轨道有上下共四条，轨道可拆卸，牵引装置中的牵引杆 1 的长度为 3.78m，将转向架构架牵引点设在 2、3 和 4、5 轴之间，由牵引力和制动力产生的侧向分力比原设计减小近三分之一，可减少车轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗。



1. 一种改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置, 由牵引杆(1)、牵引杆(2)、端梁辅助吊挂连杆、牵引销、橡胶关节和法兰组件等组成;其特征是:牵引杆(1)通过牵引橡胶关节与构架牵引座相连,牵引杆(2)通过法兰组件与车体牵引座相连,牵引杆(1)、牵引杆(2)则通过牵引销连接,端梁辅助吊挂连杆下端连接牵引销,连杆上弹性拉杆两端分别安装带有轴承和轮缘的滚轮,安装在箱形轨道内,轨道上下四有条,轨道可拆卸以方便换修,箱体两边用端盖密封,滚道箱体和转向架前端梁焊接。

2. 根据权利要求1所述的一种改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置,其特征是:端梁辅助吊挂连杆上端安装带轴承和轮缘的滚轮,配合箱式滚道,构成活动连接辅助吊挂连杆机构,可承受来自连杆的拉力和推力;当转向架偏转时,带轴承的滚轮滚动,端梁辅助吊挂连杆不再倾斜,转向架转动不再受牵引杆的影响;该连杆由“井”字形连杆体和四个弹性拉杆组成,下端两个连接牵引销,上端两个安装滚轮,“井”字形连杆体可保证两组滚轮等距离滚动,左右不倾斜,适用于 B_0-B_0 和 C_0-C_0 推挽式单牵引杆转向架。

3. 根据权利要求1所述的改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置,其特征是:牵引装置中的牵引杆(1)的长度为3780mm,将转向架构架牵引点设在2、3和4、5轴之间,适用于 C_0-C_0 推挽式单牵引杆转向架。

一种改进型低位推挽式单牵引杆机车牵引装置

技术领域

[0001] 本发明属于：铁路大功率交流传动电力机车牵引领域。

背景技术

[0002] 自 2006 年以来,和谐型大功率交流机车诞生及批量投入运用标志着我国铁路机车行业成功实现了有直流传动转向交流传动的转化,机车制造技术达到世界先进水平。它具有牵引性能优越、功率大、黏着利用率高、启动加速性能好、可靠性高、功率因数高、节能减排好、维护工作量小等优点,是我国铁路现代化牵引装备发展的需要。

[0003] 目前和谐型大功率交流传动机车生产的型号有 HXD1、HXD1B、HXD1C、HXD2、HXD2B、HXD2C、HXD2C、HXD3、HXD3B、HXD3C、HXD3D 等,运用中发现采用推挽式单牵引杆牵引装置的机车有车轮轮缘严重偏磨耗和踏面磨耗问题。以兰州西机务段使用的和谐型机车为例,该段配备 HXD1C 机车 293 台,用于货运列车牵引;配备 HXD3 型机车 40 台,用于旅客列车牵引;自 2010 年 10 月陆续上线担当牵引任务不到 1 年,部分机车轮缘已磨耗近限,有的车轮踏面磨耗严重,有的踏面还有不同程度剥离,为了保证机车行车安全,不得不将车轮直径减小,以保证足够的轮缘厚度,虽对少部分机车进行了动轮调换处理,但不能从根本上解决问题,有部分轮缘严重磨耗的机车无法处理转返厂维修,目前绝大部分机车进行过一次镟修,有的机车已进行过三次镟修。由于镟修量大,该段配备了三台不落轮镟床,有时还不能及时完成任务。因该车使用的是进口整体车轮,价格昂贵,加上各轮对轮缘和踏面磨耗严重不均,一个车轮轮缘磨耗到限,整车轮对都要镟修。一般踏面镟掉 3mm 左右厚度,轮缘才可以恢复 1mm 厚度,这样大大缩短了车轮使用寿命,维修成本非常高。目前,用于客车牵引的机车主要问题为轮缘偏磨耗,用于货车牵引的机车除轮缘偏磨耗外还存在踏面严重磨耗问题,磨耗量达 0.2—1mm / 万公里。一般新镟修的机车磨耗量较大,经过一段时间磨合后磨耗量逐渐减小。某些机车还存在不明原因造成的踏面磨耗。因此,轮缘偏磨耗和踏面磨耗问题亟待解决。

发明内容

[0004] 针对目前采用低位推挽式单牵引杆结构的和谐型机车轮缘磨耗和踏面问题,就转向架结构、牵引装置和牵引点位置与其它车型进行分析对比,其车轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗的主要原因为:

原牵引装置牵引杆端梁辅助吊挂连杆是固定连接(参见附图 1 和图 2 所示),转向架转弯时需消耗一定的转弯偏转力使连杆倾斜,将牵引杆抬起转向架才可转动(参见附图 3)。另外,牵引杆(2)有一定斜度,当机车牵引或制动运行时连杆会受到推力或拉力,进一步消耗偏转力;

其次是构架牵引点选择问题:(1)、如 HXD1C 机车构架牵引点选择在了 1、2 轴和 5、6 轴之间,距中间轮对轴线有 828mm 距离;(2)将构架牵引点选择前端梁或后端梁上,如 HXD2 和 HXD3D。当机车转弯转向架偏转,构架牵引点会偏离车体几何中心线,在机车牵引力或电制

动力作用下会产生侧向分力,从而造成动轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗。

[0005] 本发明牵引装置为推挽式低位中央平拉杆方式,可以解决动轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗的问题。

[0006] 改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置的技术方案是:

1、所述的改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置,如附图4、图5所示。该牵引装置主要由牵引杆(1)、牵引杆(2)、端梁辅助吊挂连杆、牵引销、橡胶关节和法兰组件等组成。

[0007] 2、牵引杆(1)通过牵引橡胶关节与构架牵引座相连,牵引杆(2)通过法兰组件与车体牵引座相连,牵引杆(1)、牵引杆(2)则通过牵引销连接,端梁辅助吊挂连杆下端连接牵引销,连杆上端弹性拉杆两端分别安装带有轴承和轮缘的滚轮,安装在箱形轨道内,轨道上下有四条,轨道可拆卸,以方便更换维修,箱体两边用端盖密封,滚道箱体和转向架前端梁焊接。

[0008] 3、所述的改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置的端梁辅助吊挂连杆,由“井”字形连杆体和四个弹性拉杆组成,下端两个连接牵引销,上端两个安装带轴承和轮缘的滚轮,配合箱式滚道,构成活动连接辅助吊挂连杆机构,可承受来自连杆的拉力和推力;当转向架偏转时,带轴承的滚轮等距离滚动,端梁辅助吊挂连杆不再倾斜(参见附图12),这样的结果设计消除了连杆对机车转向架转弯的影响,将明显改善转向架的转动性能,大大减少车轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗。适用于 B_0-B_0 和 C_0-C_0 推挽式单牵引杆转向架构架。

[0009] 4、所述的改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置,其特征是:牵引装置中的牵引杆(1)的长度为3780mm,将 C_0-C_0 推挽式单牵引杆转向架构架牵引点设在2、3和4、5轴之间(如图4、图5所示)。由牵引力和制动力产生的侧向分力比原设计减小近三分之一,可减少车轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗。

[0010] 5、所述的改进型推挽式单牵引杆机车牵引装置,其特征是:牵引杆(2)相对牵引杆(1)的夹角为 4.3° 。

[0011] 6、所述的改进型低位推挽式单牵引杆机车牵引装置,其特征是:牵引杆材质为16MnDR,连杆材料为C级钢。

[0012] 具体分析如下:

1、牵引装置的作用

牵引装置是连接机车车体和转向架的重要部件,其主要作用是传递机车牵引力或制动力。机车运行时牵引装置应适应机车车体与转向架之间的各种相对运动,对这些运动不应存在约束,其中包括转向架相对于车体的横动,在水平面内的回转,车体相对转向架的沉浮振动,点头振动和侧滚振动。

[0013] 一、机车转弯与轮缘磨耗

当机车由直线进入曲线时,前转向架先进入弯道,第一轮对轮缘先靠上外侧钢轨,转向架被迫旋转,随着机车的前行车体偏转,后转向架虽处在直线上,但因车体偏转,后转向架相当于已经旋转,可见,前转向架遇弯道时转动较“主动”一些,也是转弯的关键。

[0014] 在弯道上铁路路基外轨道比内轨道高,其目的是为了平衡机车车辆转弯时产生的离心力,防止列车倾覆。同时又将机车、车辆车轮踏面设计为锥形,车轮横向移动时,直径也随之改变,这样有利于机车、车辆转弯。如果机车以中速度在弯道运行时:机车离心力稍大于机车重力分力,车轮向外移动时外侧车轮直径变大,内侧直径变小,机车顺利转弯;机车

离心力稍小于机车重力分力,车轮向内移动时外侧车轮直径变小,内侧直径变大,轮轨之间处于转弯自动调整状态,轮缘一般不会出现磨耗。当机车速度比较高时,机车离心力大于重力分力,机车外侧轮缘靠上弯道外侧钢轨,开始出现轮缘磨耗,速度越高离心力越大,轮缘磨耗越严重;当机车速度较低时,受机车重力分力作用,机车转向架靠上弯道内侧钢轨,内侧车轮轮缘磨耗,外侧车轮踏面磨耗。在理想情况下,转向架回转中心应设在转向架几何中心点上,这样转向架上的动轮轮缘磨耗基本上是均匀的,但由于机车为防止蛇形运动,转向架两端安装有抗蛇形减震器,两侧又有高圆簧和垂向减震器等,转向架转动时将受抗蛇形减震器阻尼力和高圆簧变形力影响,车轮轮缘会产生偏磨耗,如再受到其它转弯附加阻力和机车牵引力或制动力侧向分力影响,轮缘偏磨耗将加剧。

[0015] 一、原设计牵引装置通过曲线时的受力情况分析

(1)牵引装置端梁辅助吊挂连杆对转向架转向影响

以HXD1C为例:

设牵引杆重量为1000kg,已知:端梁辅助吊挂连杆长度为475mm,牵引杆(2)长度为1180mm,倾斜度为 4.3° ,1、2轴距为2250mm,牵引杆(1)长度为2377mm,当转向架前端梁偏转 $\pm 155\text{mm}$ 时。求:①牵引杆重力作用,吊挂连杆对转向架转向影响力,②机车牵引力作用到牵引杆(2)上,吊挂连杆对转向架转向影响力。

解:① 牵引杆重量为1000kg,则连杆承重为500kg,受力图如图3所示

当连杆倾斜120mm需端梁提供侧向偏转力为:

$$F_{LWC} = \tan(\gamma) \times 500 = 500 \times \frac{155}{449} = 172.6 \text{ kg}$$

折算到第一轮对应提供的偏转力为:

$$F_{LC} = \frac{172.6(2377+828)}{2250} = 245.86 \text{ kg}$$

②已知牵引杆(2)倾斜度为 4.3° 当转向架的牵引力为260KN时,由牵

引力产生的吊挂连杆向上拉力为:

$$F_{QL} = \tan(4.3^\circ) \times 260 = 19.55 \text{ KN} = 1995 \text{ kg}$$

转向架前端梁偏转155mm,连杆倾斜所需的偏转力为:

$$F_{LQC} = 1995 \times \frac{155}{449} = 688.7 \text{ kg}$$

折算到第一轮对需提供的偏转力:

$$F_{LC} = \frac{688.7(2377+828)}{2250} = 981 \text{ kg}$$

[0016] 可见:转向架端梁偏转155mm,因牵引杆端梁辅助吊挂原因,需第一轮对提供约245.86+981=1226.86kg的附加偏转力,由此造成了不必要的车轮轮缘和踏面磨耗。

[0017] (2)牵引装置构架牵引点位置对转向架转向影响:

HXD3和HXD1C均采用 C_0-C_0 轴式转向架,牵引装置为低位推挽式单牵引杆结构。现以

HXD1C 机车为例具体分析：

构架牵引座选在 1、2 和 5、6 轴之间。如附图 2 所示，牵引杆长 3557mm，牵引点距第 2 或 5 轴有 828mm 距离，所以牵引点是偏离转向架回转中心的，当机车通过曲线时转向架偏转，与车体中心线形成夹角 α ，此时牵引杆也随着偏转，与车体中心线形成夹角 β ，如附图 6 所示，该夹角虽然不大，但由此产生的分力影响不可小觑，特别是制动工况，由于构架牵引点和回转中心偏离，会产生反方向回转力，阻碍转向架转动，加剧了车轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗。

[0018] 根据 HXD1C 机车牵引杆、转向架和轮对的设计尺寸，为了方便估算，我们设定：

①一个转向架的牵引力为 260KN，制动力为 200KN。

[0019] ②因牵引杆的偏转角度小于 1° ，作用在车体上的牵引力约等于转向架牵引力。

[0020] ③机车通过曲线时转向架偏转，端梁偏转 $\pm 155\text{mm}$ ，构架牵引点偏离车体几何中心线 40mm。

[0021] ④转向架回转中心在 2、5 轴中心线上。

[0022] 下面仅估算前后转向架偏转，牵引杆偏离车体中心线后产生的侧向力
牵引运行时：

(1) 前转向架牵引运行时，牵引杆受压缩力，受力平面力系图参见附图 7 所示：

已知：牵引杆长为 3557mm，牵引力为 260KN，构架牵引点距第 2 或 5 轴 828mm，由于牵引杆偏离车体中心线，作用在车体上的牵引力会产生侧向分力 F_{QOC}

解：由平面汇交力系平衡方程：

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases}$$

$$\text{即：} \begin{cases} \sum F_x = F_{QO2} \times \cos\beta - F_{QO1} \times \cos\alpha = 0 \\ \sum F_y = F_{QO2} \times \sin\beta + F_{QO1} \times \sin\alpha - F_{QOC} = 0 \end{cases}$$

$$\text{故：} F_{QOC} = 260 \times \frac{40}{3557} + 260 \times \frac{40}{828} = 260 \times 40 \left(\frac{1}{3557} + \frac{1}{828} \right) = 15.48\text{KN}$$

$$\text{折算到第一轮对的分力为：} F_{wOC} = \frac{15.48 \times 828}{2250} = 5.699\text{KN} = 581.5\text{kg}$$

列车在弯道运行时，当转向架转过一定角度后，如果弯道半径不变，转向架不应再转动。

[0023] 该侧向分力大小与牵引力成正比且一直保持转矩，会增加轮缘偏磨耗。

[0024] (2) 后转向架牵引运行时，牵引杆受拉力，产生的侧向分力与前转向架相等，该侧向分力大小与牵引力成正比且一直保持转矩，会增加车轮轮缘偏磨耗。

[0025] 制动工况运行时：

(1) 制动工况运行时，前转向架牵引杆受拉力，受力情况如附图 8 所示：

已知：牵引杆长 3557mm，制动力为 200KN，牵引点距第 2 或 5 轴 828mm，由于牵引杆偏离车体中心线，由前架制动力产生的侧向分力 F_{QOC} 为

解：由平面会交力系平衡方程：

$$\begin{cases} \sum F_x=0 \\ \sum F_y=0 \end{cases}$$

即：

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{Qz2} \times \cos\beta - F_{Qz1} \times \cos\alpha = 0 \\ \sum F_y = F_{Qz2} \times \sin\beta + F_{Qz1} \times \sin\alpha - F_{Qzc} = 0 \end{cases}$$

故： $F_{Qzc} = 200 \times \frac{40}{3557} + 200 \times \frac{40}{828} = 200 \times 40 \left(\frac{1}{3557} + \frac{1}{828} \right) = 11.91 \text{KN}$

该侧向分力产生与转向架转弯方向相反的力矩，会使动轮轮缘严重偏磨耗。

[0026] (2) 制动运行时，后转向架牵引杆受压缩力，制动力产生的侧向分力和前转向架相等。

[0027] 从构架牵引点受力分析可以看出，当机车转弯转向架偏转，构架牵引点会偏离车体几何中心线，牵引力或电制动力作用会产生侧向分力，从而造成动轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗。

[0028] 本发明将构架牵引座改在 2、3 轴和 4、5 之间的转向架通过曲线时受力情况分析
设：牵引杆长为 4960mm，牵引力为 260KN，制动力 200 KN，构架牵引点距第 2 或 5 轴 828mm，牵引点偏离车体几何中心线 40mm，如附图 9 所示：

牵引运行时：

(1) 牵引运行时，前转向架牵引杆受压缩力，受力情况如附图 10 所示：

解：由平面会交力系平衡方程：

$$\begin{cases} \sum F_x=0 \\ \sum F_y=0 \end{cases}$$

即：

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{Qq2} \times \cos\beta - F_{Qq1} \times \cos\alpha = 0 \\ \sum F_y = F_{Qq2} \times \sin\alpha - F_{Qq1} \times \sin\beta - F_{Qqc} = 0 \end{cases}$$

故： $F_{Qqc} = 260 \times \frac{40}{828} - 260 \times \frac{40}{4960} = 260 \times 40 \left(\frac{1}{828} - \frac{1}{4960} \right) = 10.48 \text{KN}$

(2) 后转向架牵引杆受拉力，产生的侧向分力与前转向架相同，该侧向分力产生的旋转力矩也会时车轮轮缘偏磨耗。

[0029] 制动运行时：

(1) 前转向架牵引杆受拉力，受力情况如附图 11 所示：

由于牵引杆偏离车体中心线，由制动力产生的侧向分力 F_{Qzc}

解：由平面汇交力系平衡方程：

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases}$$

$$\text{即：} \begin{cases} \sum F_x = F_{Qz2} \times \cos\beta - F_{Qz1} \times \cos\alpha = 0 \\ \sum F_y = F_{Qz2} \times \sin\alpha - F_{Qz1} \times \sin\beta - F_{Qzc} = 0 \end{cases}$$

$$\text{故：} F_{Qzc} = 200 \times \frac{40}{828} - 200 \times \frac{40}{4960} = 200 \times 40 \left(\frac{1}{828} - \frac{1}{4960} \right) = 8.049 \text{KN}$$

(2) 后转向架牵引杆受压缩力，由于牵引杆偏离车体中心线，制动力产生的侧向分力与前转向架相同。

[0030] 可见：构架牵引点改在 2、3 和 4、5 轴之间将牵引杆加长后，侧向分力减少 32.5% 左右，可以减少机车轮缘和踏面磨耗。

[0031] 侧向分力与踏面磨耗

从上面分析可知：原设计转向架构架牵引点在 1、2 轴和 5、6 轴之间，机车在弯道牵引或制动运行时，转向架偏转牵引杆也随着偏离中心线而产生侧向分力，当转向架由弯道进入直道时，全靠高圆簧的复原力使牵引杆复原，但在牵引或制动工况受牵引力或制动力的作用，车体牵引点、构架牵引点和转向架回转中心形成三角形，高圆簧不可能完全克服其侧向分力和抗蛇行减振器阻力将牵引杆完全复原至车体几何中心线，而维持一定形变，特别是当端梁吊挂连杆受推力倾斜时，转向架端梁将一直承受偏转力，故转向架一直处于歪斜状态运行，这样将激起转向架的蛇行运动，车轮踏面不断左右滑动，增加了车轮踏面的磨耗和剥离。

6、本发明减少踏面剥离和磨耗原理

本发明机车牵引装置的端梁辅助吊挂连杆为活动连接机构，可承受来自连杆的拉力和推力；当转向架偏转时，带轴承的滚轮等距离滚动，端梁辅助吊挂连杆不再倾斜，消除了连杆对机车转向架转弯的影响，将明显改善转向架的转动性能。

[0032] 本发明还将 C_0-C_0 转向架推挽式单牵引杆构架牵引点改在 4、5 和 2、3 轴之间后，第一动轮到构架牵引点的力臂加长，前转向架由弯道进入直线后很容易复回原位，可减少车轮踏面磨耗和剥离。

[0033] 端部拉压单牵引杆牵引装置侧向力

目前 HXD2、HXD3D 等交流传动电力机车采用端部拉压单牵引杆牵引装置，其两端通过螺栓和法兰盘分别连接在两端支座上，实现传递牵引力和制动力的功能，铰座内有圆筒式橡胶元件可以缓和纵向力对车体的冲击。该牵引装置结构简单，但增加牵引杆的长度比较困难。转向架转弯时，牵引点偏离车体中心线，在机车牵引和制动工况运行时会产生侧向分力，会增加车轮轮缘和踏面的磨耗：

以 C_0-C_0 转向架为例：如牵引杆长度为 1650mm，转向架端梁偏转 120mm，牵引力为 260KN 时，产生的侧向分力约为 3000kg，折算到第一动轮轮缘的侧压力约为 4500kg 左右，如此之大的作用力，会造成轮缘严重偏磨耗，况且有机车脱轨危险。

附图说明

[0034] 图 1 是原牵引装置结构及装配图；

图 2 是原牵引装置结构尺寸图纸；

图 3 是原牵引装置端梁吊挂连杆倾斜示意图；

图 4 是新设计牵引装置牵引杆结构及装配图；

图 5 是新设计牵引装置结构尺寸图纸；

图 6 是原牵引装置前转向架牵引工况构架牵引点受力图；

图 7 是原牵引装置前转向架牵引工况构架牵引点平面会交力系图；

图 8 是原牵引装置前转向架制动工况构架牵引点受力图；

图 9 是新牵引装置前转向架牵引工况构架牵引点受力图；

图 10 是新牵引装置前转向架牵引工况构架牵引点平面会交力系图；

图 11 是新牵引装置前转向架制动工况构架牵引点受力图；

图 12 是新设计牵引装置端梁活动辅助吊挂装置正视图；

图 13 是新设计牵引装置端梁活动辅助吊挂装置侧视图。

[0035] 图中各部件说明：

B—安全钢丝绳 C—车体 D1～D6—机车 1～6 动轮 E—转向架前端梁 N F—法兰组件；

G—安全板 H—钢轨 I—端梁辅助吊挂连杆 J—吊挂板 K—转向架前端梁；

L1—牵引杆(1)L2—牵引杆(2) L—牵引杆总成 M—轨道箱体 N—轨道 P—滚轮；

Q—牵引销 S—高圆簧 T—弹性拉杆 U—箱体端盖 Y—机车运行方向 Z—转向架；

a—构架牵引点 b—车体牵引点 d—牵引杆辅助吊挂点 e—转向架中心线 f—车体中心线；

α —转向架中心线与车体中心线夹角 β —牵引杆与车体中心线夹角；

γ —辅助吊挂连杆倾斜角。

具体实施方式

[0036] 1、本发明活动式端梁吊挂连杆结构如图 12、13 所示，连杆体为“井”字形，机车牵引运行时，前转向架牵引杆(2) 受压力，该压力产生的分力使吊挂连杆受到拉力，滚轮压在下轨道上滚动；后转向架牵引杆受拉力，吊挂连杆受推力，当压力大于牵引杆重力时，滚轮顶在上轨道上滚动。为了缓冲各种振动和适应转向架转动，该连杆由四个弹性拉杆组成，下端两个连接牵引销，上端两个安装滚轮。“井”字形连杆体可保证滚轮等距离滚动，左右不倾斜。

[0037] 2、本发明端梁吊挂连杆滚轮结构如图 12、13 所示，滚轮为有轮缘的钢轮，内部安装滚子轴承，通过压盖将轴承压紧，轴承和拉杆之间为过盈装配。

[0038] 3、本发明端梁吊挂连杆轨道箱结构如图 12、13 所示，主要由顶板、前板、两条底板和两个端板组成，内侧底板与端梁底板有一定距离，为了增加强度焊有多个加强筋，四条导轨为可拆卸结构，以方便检修。将吊挂连杆两组滚轮安装好后放入箱体滚道，用螺丝将轨

道上紧固定,安上端盖后再将连杆下端弹性拉杆与牵引销相连即完成安装。

[0039] 4、本发明还将原牵引装置中的牵引杆 L1 加长,将转向架构架牵引点设在 2、3 和 4、5 轴之间(如附图 5 所示)。因牵引杆 L1 的加长,其强度需增加。通过估算可知,由牵引力和制动力产生的侧向分力比原设计减小了近三分之一。

[0040] 本发明机车牵引装置将端梁辅助吊挂连杆上端改为活动滚轮方式,同时又将 C_0-C_0 轴式单牵引杆转向架牵引杆 L1 加长,构架牵引点改在了 2、3 和 4、5 轴之间。当转向架端梁偏转 155mm,单架牵引力为 260KN 时,可使第一动轮因牵引力产生的侧向力分别减小约 1227kg 和 188kg,将明显改善转向架的转动性能,大大减少车轮轮缘偏磨耗和踏面磨耗,对保证铁路运输安全和降低维修成本有十分重要的意义。

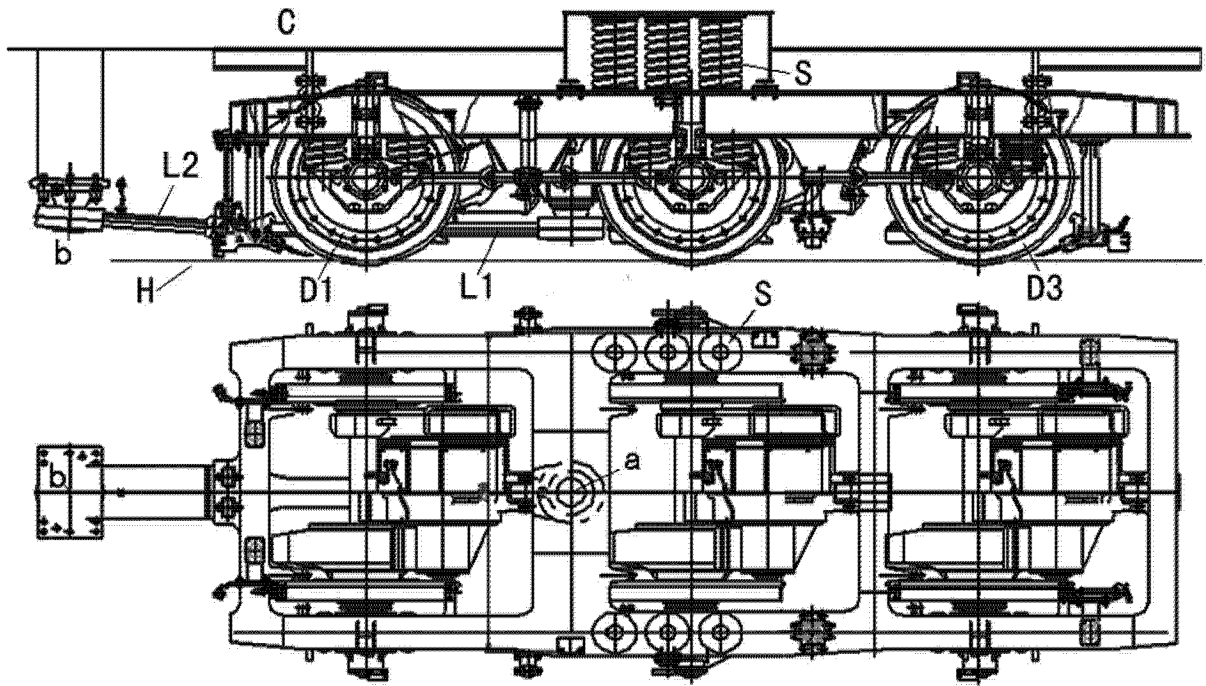


图 1

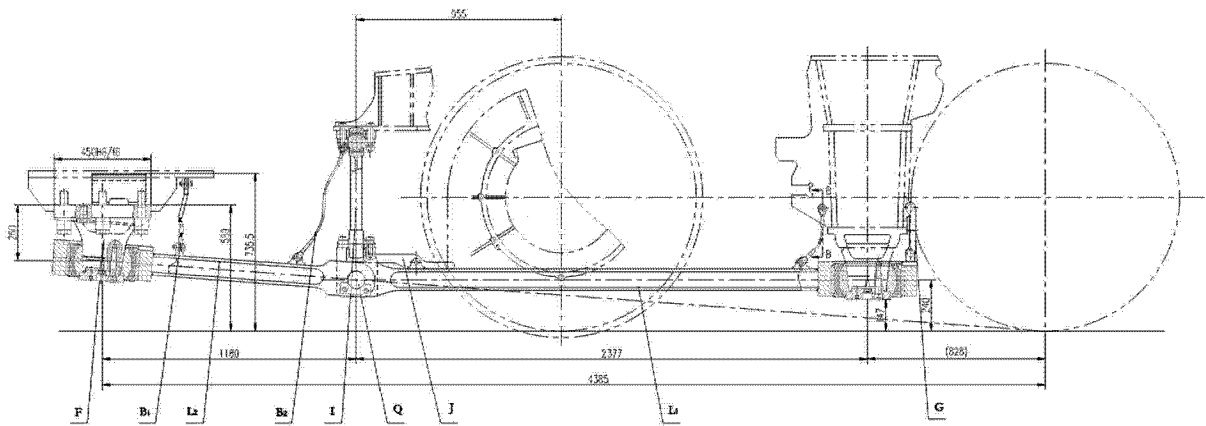


图 2

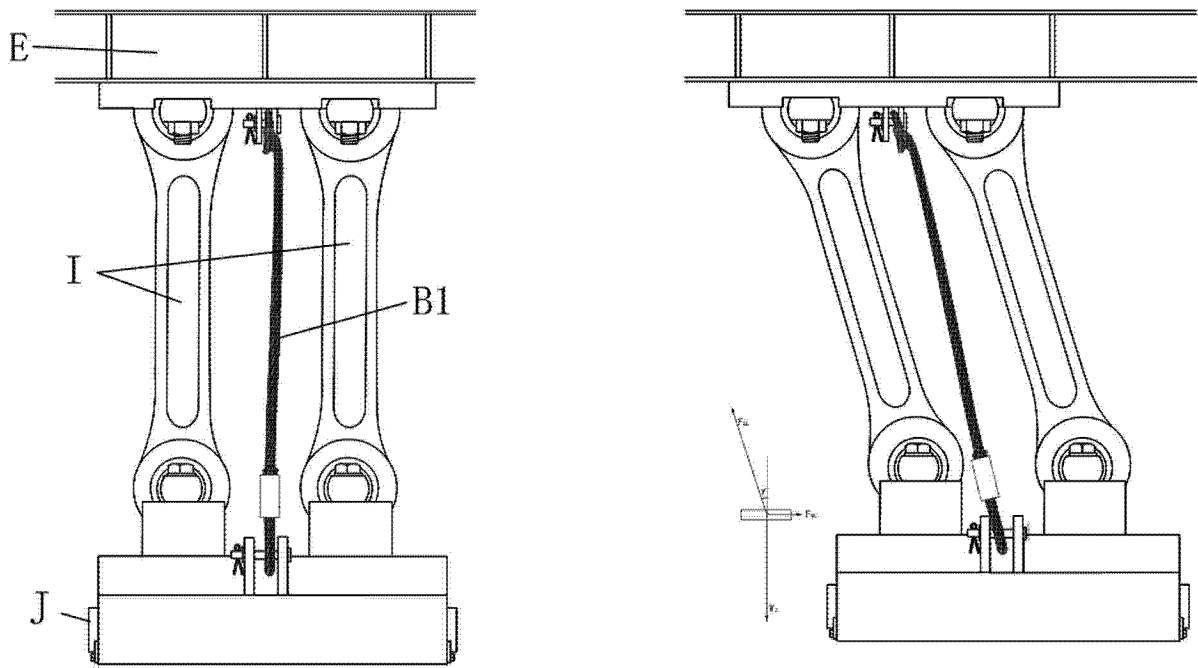


图 3

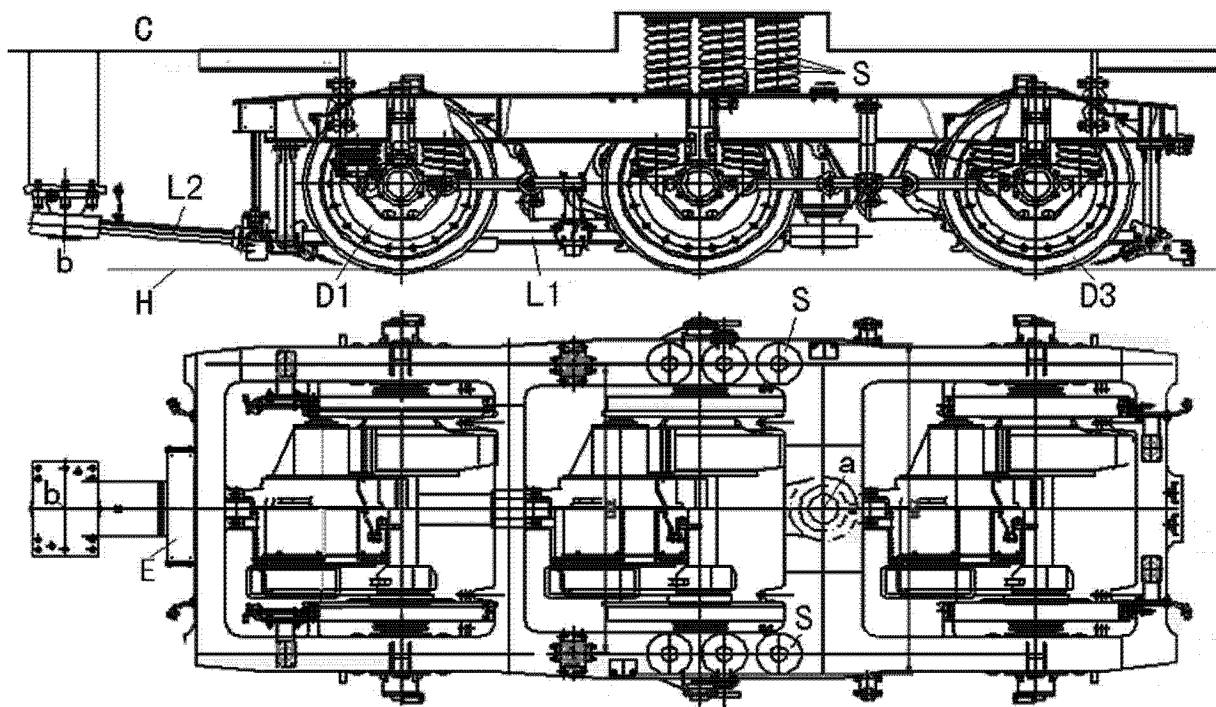


图 4

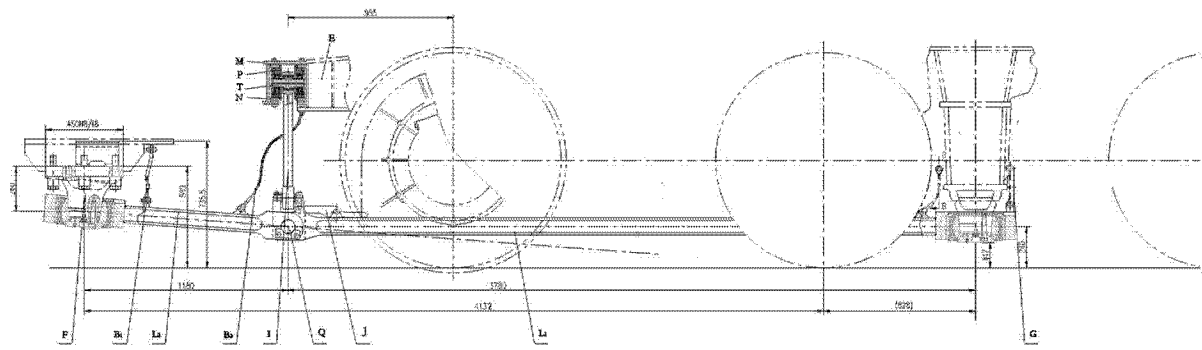


图 5

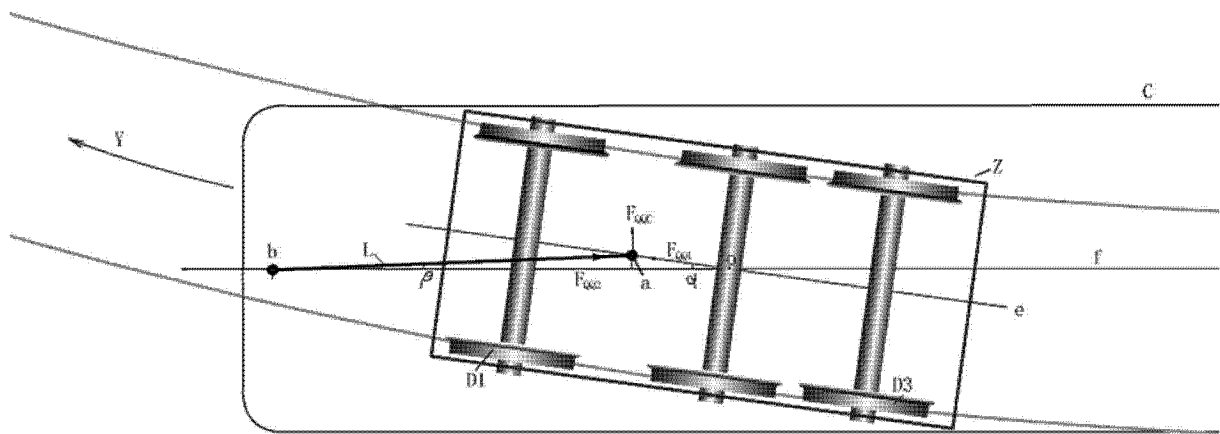


图 6

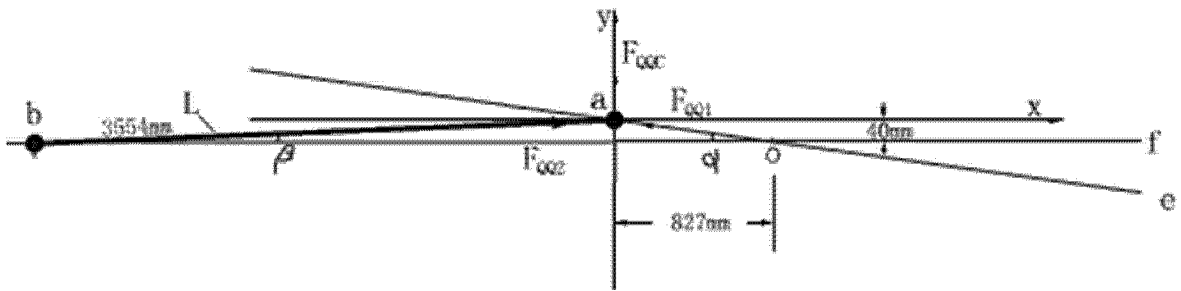


图 7

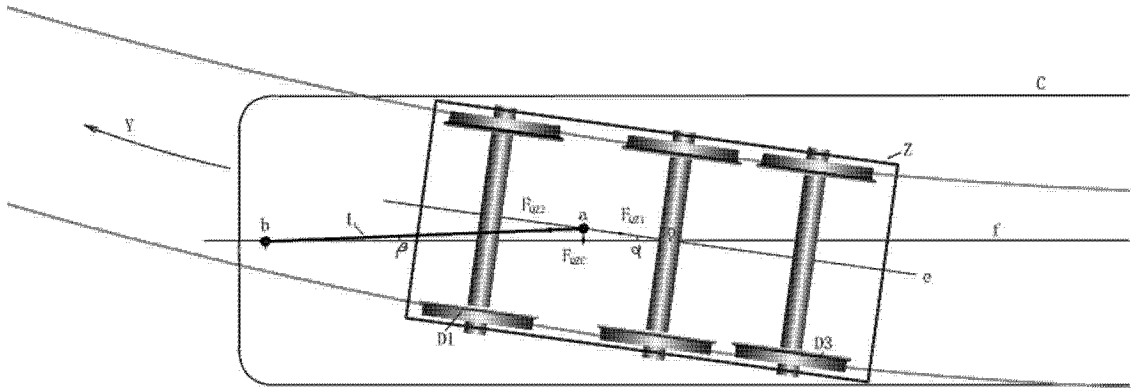


图 8

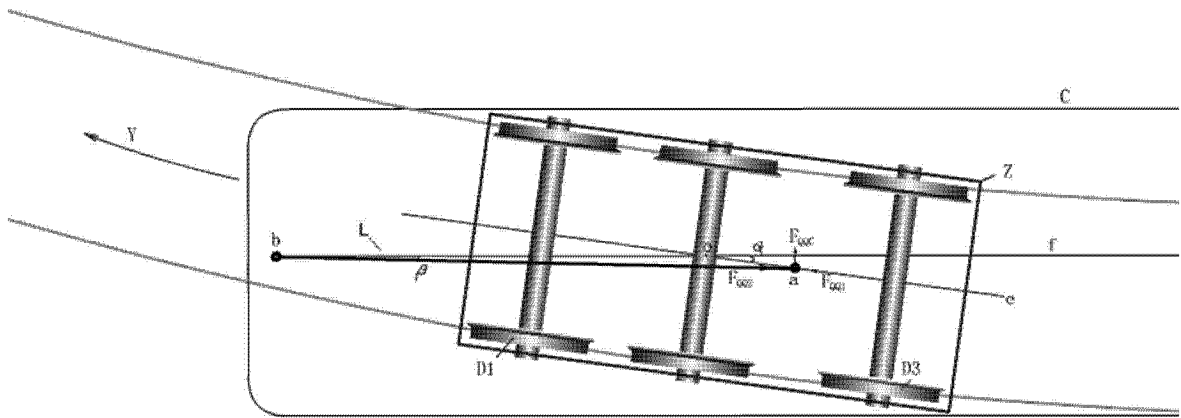


图 9

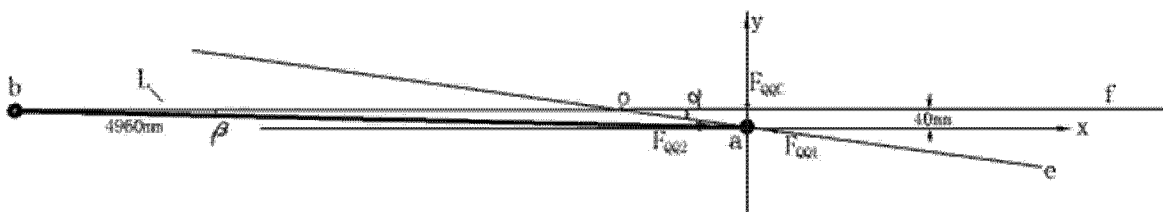


图 10

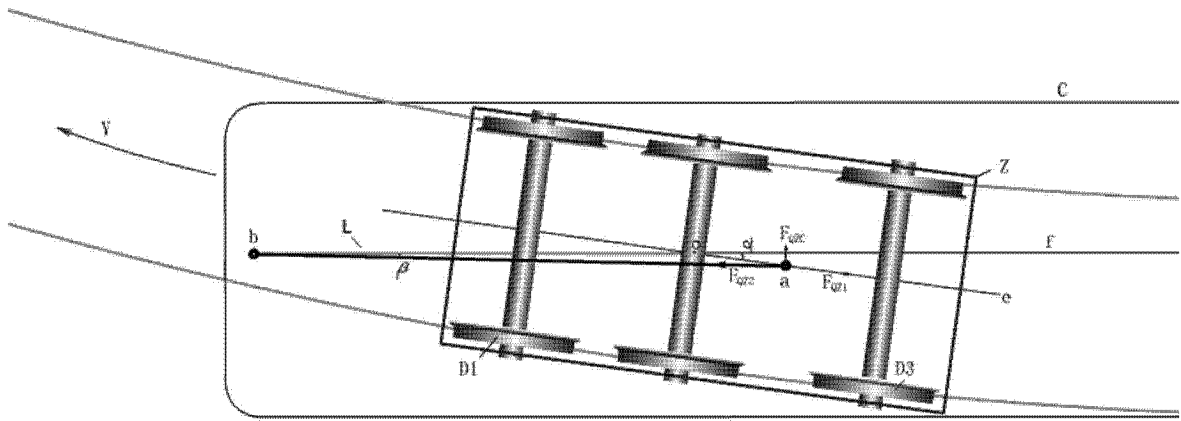


图 11

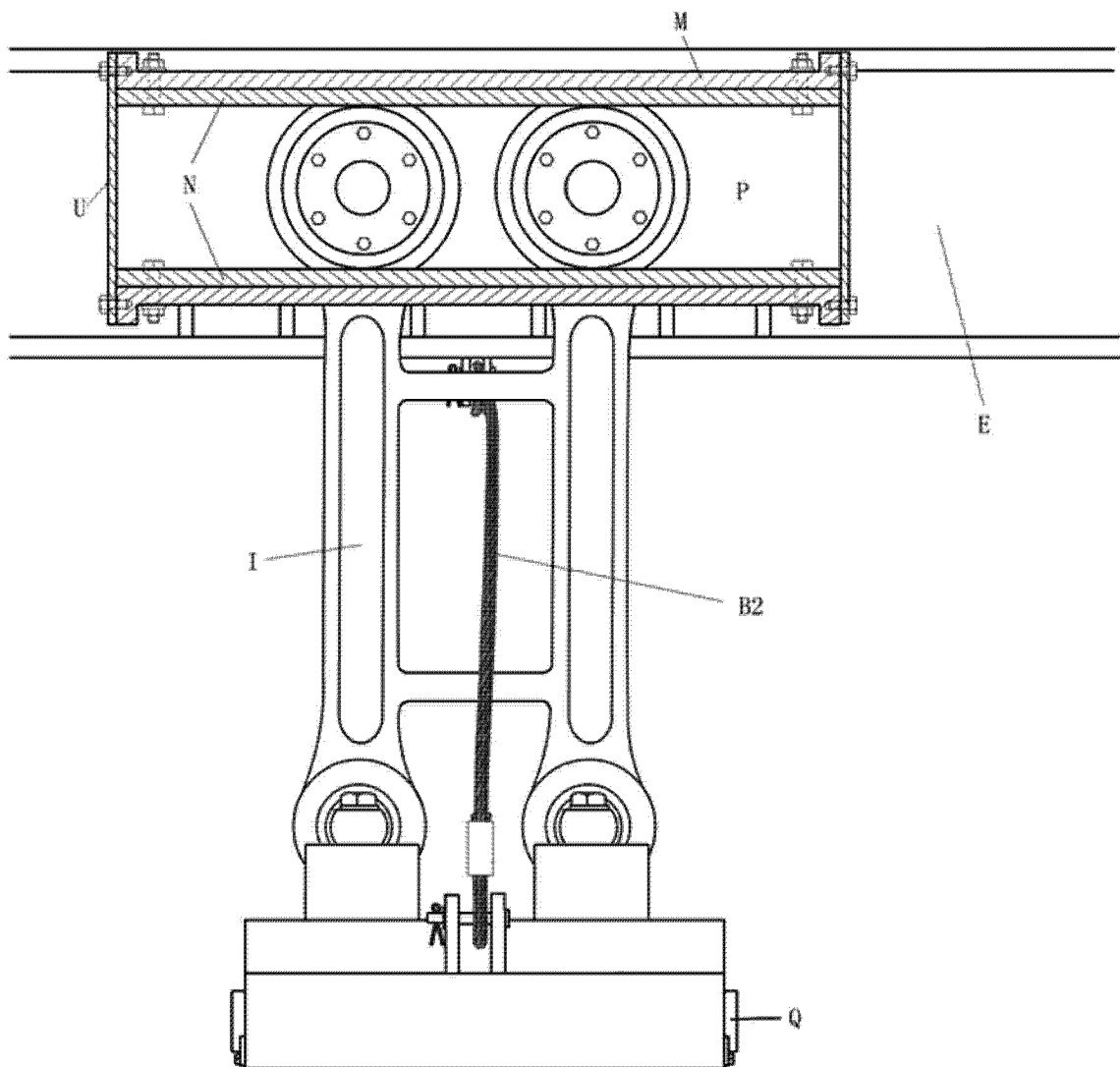


图 12

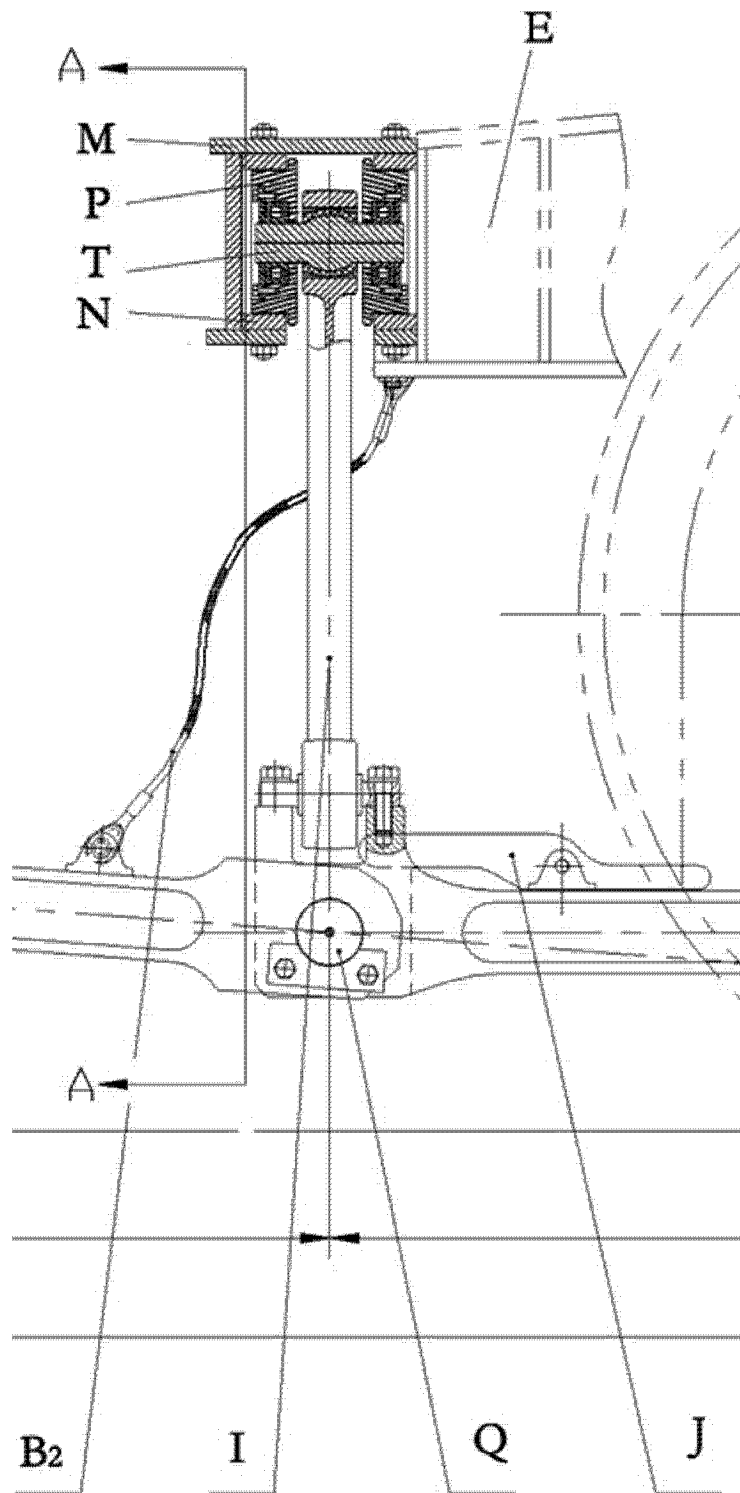


图 13