



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107683228 B

(45)授权公告日 2020.02.07

(21)申请号 201680032300.5

(22)申请日 2016.04.01

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107683228 A

(43)申请公布日 2018.02.09

(30)优先权数据
2015/02292 2015.04.02 ZA

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.12.01

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/IB2016/051876 2016.04.01

(87)PCT国际申请的公布数据
W02016/157146 EN 2016.10.06

(73)专利权人 南非国营运输公司
地址 南非比勒陀利亚

(72)发明人 安德列亚斯·派珀

(74)专利代理机构 北京康信知识产权代理有限
责任公司 11240
代理人 陈鹏 李静

(51)Int.Cl.
B60T 13/58(2006.01)
B60T 1/10(2006.01)
F16D 61/00(2006.01)

(56)对比文件
GB 2425290 A, 2006.10.25,
US 8789472 B2, 2014.07.29,
US 4319655 A, 1982.03.16,
CN 104129311 A, 2014.11.05,
审查员 毕淑琴

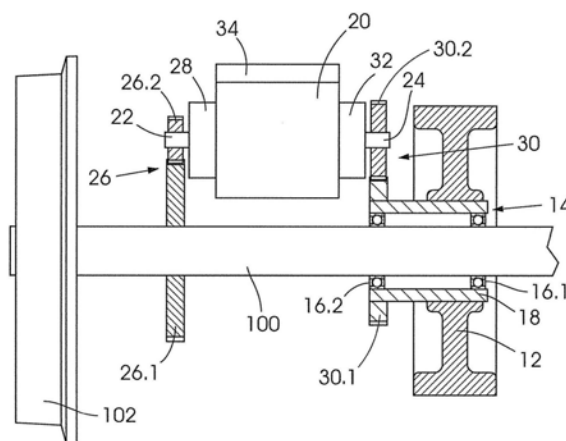
权利要求书2页 说明书13页 附图10页

(54)发明名称

再生铁路制动系统

(57)摘要

本发明涉及一种用于安装在铁路车辆的转向架上的再生制动系统。再生系统包括用于以机械能形式或动能形式存储能量的能量存储系统、变速器系统和控制单元。变速器系统可选择性地在不同的模式之间操作,这些不同的模式包括:变速器系统将机械能或动能从转向架的轮轴传递到能量存储系统的制动模式,以及变速器系统将机械能或动能从能量存储系统传递到转向架的轮轴的驱动模式。控制单元在使用中与列车和变速器系统的原动机通信,以便接收来自原动机的控制信号,并且响应于该控制信号自动地操作变速器系统的模式。本发明还涉及一种包括再生制动系统、再生能量管理系统的铁路转向架,并涉及操作再生制动系统的方法。



1. 一种用于安装在非动力铁路车辆的转向架上的再生制动系统,所述再生制动系统包括:

能量存储系统,用于以机械能形式或动能形式存储能量;

变速器系统,所述变速器系统选择性地在不同的模式之间操作,这些不同的模式包括:

i) 制动模式,在该制动模式中所述变速器系统将机械能或动能从所述转向架的轮轴传递到所述能量存储系统;

ii) 驱动模式,在该驱动模式中所述变速器系统将机械能或动能从所述能量存储系统传递到所述转向架的轮轴;以及

iii) 空转模式,在该空转模式中所述能量存储系统已被充能但不再进一步充能,也不向所述转向架的轮轴施加牵引力;以及

控制单元,在使用中所述控制单元与原动机和所述变速器系统通信,以接收来自所述原动机的控制信号,并且响应于所述控制信号而自动地操作所述变速器系统的模式。

2. 根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述变速器系统的模式包括:

iv) 隔离模式,在该隔离模式中所述变速器系统从所述转向架的轮轴和所述能量存储系统脱离;以及

v) 自放能模式,在该自放能模式中所述能量存储系统从所述变速器系统脱离,并且能量从所述能量存储系统消散。

3. 根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述非动力铁路车辆是铁路货车。

4. 根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述变速器系统为无级变速器的形式的。

5. 根据权利要求1所述的再生制动系统,包括:用于在所述转向架的轮轴与所述变速器系统之间传递机械能或动能的变速器-轮轴联接件。

6. 根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述能量存储系统包括飞轮。

7. 根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述再生制动系统包括变速器-能量存储系统联接件。

8. 一种铁路的转向架,包括安装在所述转向架的每个轮轴上的根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述再生制动系统能独立于彼此地操作。

9. 一种用于列车的再生能量管理系统,该列车具有原动机和多个铁路货车,所述再生能量管理系统包括安装在所述铁路货车中每一个上的多个根据权利要求1所述的再生制动系统,其中,所述再生制动系统的控制单元独立地与所述原动机通信。

10. 一种操作再生制动系统的方法,所述再生制动系统包括用于以机械能形式或动能形式存储能量的能量存储系统、变速器系统和用于控制所述变速器系统的控制单元,所述方法包括:

接收控制信号;

响应于所述控制信号,在不同的操作模式之间切换,其中,该不同的操作模式包括以下各项:

i) 制动模式,在该制动模式中所述能量存储系统以这样的方式与所述变速器系统接合,使得将力施加到转向架的车轮以便在制动所述转向架的车轮的方向上起作用,从而对所述能量存储系统进行充能;

ii) 空转模式,在该空转模式中所述能量存储系统已被充能但不再进一步充能,也不向所述转向架的轮轴施加牵引力;以及

iii) 驱动模式,在该驱动模式中所述能量存储系统以这样的方式与所述变速器系统接合,使得将力施加到所述转向架的车轮以便在驱动所述转向架的车轮的方向上起作用。

11. 根据权利要求10所述的方法,其中,所述不同的操作模式包括

iv) 隔离模式,在该隔离模式中所述变速器系统从转向架的轮轴和所述能量存储系统脱离;以及

v) 自放能模式,在该自放能模式中所述能量存储系统从所述变速器系统脱离,并且能量从所述能量存储系统消散。

12. 根据权利要求11所述的方法,其中,通过任何系统部件中检测的故障或缺陷的信号来激活所述隔离模式。

13. 根据权利要求11所述的方法,其中,通过检测系统部件故障的信号或者在行程结束时系统部件需要关闭的信号来激活所述自放能模式。

14. 根据权利要求11所述的方法,其中,通过指示所述能量存储系统已充分放能的速度传感器信号,而去激活所述自放能模式。

15. 根据权利要求10所述的方法,其中,在制动期间通过来自引导机车的信号而激活所述制动模式。

16. 根据权利要求10所述的方法,包括以下步骤:在确保所述转向架的车轮和轨道之间没有滑移的范围内,通过所述再生制动系统保持在所述制动模式和/或所述驱动模式期间施加到所述转向架的轮轴的扭矩。

17. 根据权利要求16所述的方法,包括以下步骤:通过将车辆平移速率与从所述转向架的车轮或轮轴速度而确定的轮轴临界速率进行比较,监测所述滑移。

18. 根据权利要求17所述的方法,包括以下步骤:如果轮轴临界速率大于所述车辆平移速率,则在所述制动模式或所述驱动模式期间减少由所述再生制动系统施加的扭矩。

19. 根据权利要求10所述的方法,其中,通过指示所述能量存储系统完全充能的速度传感器信号而去激活所述制动模式。

20. 根据权利要求10所述的方法,包括以下步骤:测量铁路货车的耦合器力,并且当该耦合器力的信号在一预定范围内时,去激活所述制动模式或所述驱动模式。

21. 根据权利要求10所述的方法,其中,通过列车正在滑行的信号而激活所述空转模式。

22. 根据权利要求20所述的方法,其中,通过当所述耦合器力的信号在一预定范围内时,激活所述空转模式。

23. 根据权利要求10所述的方法,其中,通过需要动力的信号而激活所述驱动模式。

24. 根据权利要求23所述的方法,其中,从引导机车接收指示需要动力的信号。

再生铁路制动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及再生铁路制动系统。具体地,但并非排他地,本发明涉及一种用于铁路货车的分布式机械再生制动系统。

背景技术

[0002] 典型的货运列车具有用作原动机的多个机车,以及为客车或货运货车的形式的轨道车辆。列车中的货车的数量有很大差异,并且有些可包括多于300个。每个货车都有许多转向架,转向架包括在轨道上运行的车轮。典型的货车车轮是非动力的,并且不向列车提供牵引力。然而,它们却包含制动系统以改善列车的整体制动。众所周知,在传统制动操作期间产生的能量以热和噪声的形式消散,并且希望捕获该能量以再利用。这将导致有意义的能量节省,并且还将减少列车的某些部件上的应变。在大型铁路网络中,由有效的再生制动系统提供的能量节省将转化为大量的财政节约。再生制动系统的优点是众所周知的,并且已经提出了许多不同应用中的一系列不同的解决方案。

[0003] 一种已知类型的再生制动系统将机械能转换成电能以存储在存储单元中。当需要时,制动系统将电能转换回机械能,通常被施加在转向架的驱动轴处,该转向架上安装有制动系统。在US 8,789,472的说明书中描述了这种再生制动系统的示例。该现有技术的说明书中描述的系统包括能量存储系统(ESS),以根据需要接收、存储和传送能量;马达/发电机,将电能转换成机械能,反之亦然;以及电转换器,该电转换器将由ESS供应或接收的电能转换成适于供应或回收马达/发电机能量的电压和电流。该已知系统的一个缺点是需要电形式和机械形式之间连续转换能量,反之亦然。其结果是系统相对复杂,并且需要将电气可操作的部件安装在每个转向架上,每个转向架上安装有制动系统。这不仅增加了在铁路网络上安装这种系统的资本支出,而且增加了维护和运营成本。

[0004] 已经提出的另一种类型的再生能量管理系统,其以加压液压流体的形式存储能量。在WO 2004/026657的说明书中描述了这种系统。该系统包括能量积累装置,该能量积累装置可操作以通过控制加压液压流体的接收和释放、正排量流体泵/马达和低压液压存储器来存储和释放能量。正排量泵/马达组件具有用于连接到转向架的车轮中的至少一个的驱动轴。在制动模式下,泵/马达组件通过将液压流体泵送到积累装置中使相关联的车轮减速,而在驱动模式下,泵/马达组件使用来自积累装置的液压流体供应补充动力。在该系统中,仅将泵/马达组件安装在铁路货车的转向架上,而其余的设备(诸如蓄能器)安装在承载转向架的铁路货车上,转向架上安装有泵/马达组件。这种安装又复杂,并且需要将液压部件网络安装在铁路货车上。该系统安装也昂贵,并且具有显著的操作和维护成本。

[0005] 已经提出了简化的机械系统,并且在GB2 425 290的说明书中描述了这种系统的示例。该现有技术的说明书描述了一种系统,其中飞轮和具有动力源的内燃机或电动马达安装在铁路货车的转向架上。还包括减速齿轮箱、多个静压转换器、离合器和耦接到转向架的轮轴的输出轴,以便将动力从发动机或马达传递到飞轮并最终传递到货车车轮。所提出的系统仅仅是用于存储由发动机或马达提供的能量供以后使用的机械能存储系统。该系统

不允许再生制动,并且通过安装在转向架上的发动机或马达向飞轮简单地提供动力。

[0006] 本发明的目的是减轻现有的再生能量管理系统所经受的至少一些问题。

[0007] 本发明的另外目的是提供一种再生制动系统,该再生制动系统将是现有系统的有用的替代形式。

发明内容

[0008] 根据本发明的第一方面,提供了一种用于安装在铁路车辆的转向架上的再生制动系统,该再生系统包括:

[0009] 能量存储系统,用于以机械能形式或动能形式存储能量;

[0010] 变速器系统,所述变速器系统选择性地不同的模式之间操作,所述不同的模式包括:其中变速器系统将机械能或动能从转向架的轮轴传递到能量存储系统的制动模式,以及其中变速器系统将机械能或动能从能量存储系统传递到转向架的轮轴的驱动模式;以及

[0011] 控制单元,所述控制单元在使用中与列车的原动机和变速器系统通信,以便接收来自原动机的控制信号,并且响应于控制信号自动地操作变速器系统的模式。

[0012] 铁路车辆可以是非动力车辆,优选地为铁路货车。

[0013] 变速器系统可为无级变速器(CVT)的形式。

[0014] 再生制动系统可包括用于在转向架的轮轴与变速器系统之间传递机械能或动能的变速器-轮轴联接件。变速器-轮轴联接件可为驱动链、皮带和带轮装置或一组齿轮的形式。在系统的一个实施例中,变速器-轮轴联接件可为一组齿轮的形式,所述一组齿轮中的一个齿轮固定到转向架的轮轴,使得该一个齿轮与轮轴一致地旋转,并且另一个齿轮承载在变速器系统的第一输入/输出轴上。

[0015] 再生制动系统可包括位于变速器系统的第一输入/输出轴上的离合器,用于在离合器接合时接合变速器系统和该组变速齿轮,并且在离合器脱离时将变速器系统从该组变速齿轮脱离。

[0016] 能量存储系统可包括飞轮。

[0017] 在系统的一个实施例中,飞轮在使用中安装在转向架的与安装变速器系统相同的轮轴上,使得飞轮的旋转轴线与转向架的轮轴同轴。飞轮优选通过轴承组件安装在转向架的轮轴上,使得允许飞轮独立于转向架的轮轴而旋转。在再生制动系统的另选的实施例中,飞轮在使用中可安装在平行于转向架的轮轴的轴上。

[0018] 再生制动系统可包括变速器-能量存储系统联接件。变速器-能量存储系统联接件可为驱动链、皮带和带轮装置或一组齿轮的形式。在系统的一个实施例中,变速器-能量存储系统联接件可为一组齿轮的形式,所述一组齿轮中的一个齿轮由轴承组件承载,并且另一个齿轮承载在变速器系统的第二输入/输出轴上。

[0019] 再生制动系统还可包括位于变速器系统的第二输入/输出轴上的离合器,用于在离合器接合时接合变速器系统和变速器-能量存储系统联接件,并且在离合器脱离时将变速器系统从变速器-能量存储系统联接件脱离。

[0020] 根据本发明的第二方面,提供了一种铁路转向架,包括安装在转向架的每个轮轴上的根据本发明的第一方面的再生制动系统,其中,制动系统可独立于彼此操作。

[0021] 根据本发明的第三方面,提供了一种列车的再生能量管理系统,该列车具有原动机和多个铁路货车,该能量管理系统包括安装在铁路货车中每一个上的多个根据本发明第一方面所述的再生制动系统,其中,再生制动系统的控制单元独立地与原动机通信。

[0022] 根据本发明的第四方面,提供了一种操作再生制动系统的方法,该再生制动系统包括用于以机械能形式或动能形式存储能量的能量存储系统、变速器系统和用于控制变速器系统的控制单元,所述方法包括:

[0023] 接收控制信号;

[0024] 响应于所述控制信号,在不同操作模式之间切换,其中,所述不同的模式包括以下各项:

[0025] 隔离模式,其中变速器系统从转向架的轮轴和能量存储系统脱离;

[0026] 自放能模式,其中能量存储系统从变速器系统脱离,并且能量从能量存储系统消散;

[0027] 制动模式,其中能量存储系统以这样的方式与变速器系统接合,使得将力施加到转向架的轮以便在制动转向架的轮的方向上起作用的,从而对能量存储系统进行充能;

[0028] 空转模式,其中能量存储系统已被充能但不被进一步充能,也不向转向架的轮轴施加牵引力;以及

[0029] 驱动模式,其中能量存储系统以这样的方式与变速器系统接合,使得将力施加到转向架的车以便在驱动转向架的轮的方向上起作用。

[0030] 可通过任何系统部件中检测的故障或缺陷的信号来激活隔离模式。

[0031] 可通过检测系统部件故障的信号或者在行程结束时系统部件需要关闭的信号来激活自放能模式。

[0032] 在自放能模式下,通过向能量存储系统施加制动以将能量作为热和噪声消散,而优选地从能量存储系统消散能量。

[0033] 可通过指示能量存储系统已经充分放能的速度传感器信号而去激活自放能模式。

[0034] 在制动期间,可通过来自引导机车的信号来激活制动模式。

[0035] 方法可包括在确保转向架的车轮和轨道之间没有滑移的范围内,通过再生制动系统保持在制动模式期间施加到转向架的轮轴的扭矩。

[0036] 在一个实施例中,方法可包括通过将车轮或轮轴旋转速率与车辆平移速率进行比较来监测滑移。该实施例可包括如果轮轴临界速率(speed velocity)大于车辆平移速率,则在制动模式期间减少由再生制动系统施加的扭矩。可通过指示能量存储系统完全充能的速度传感器信号而去激活制动模式。

[0037] 在另选的实施例中,方法可包括:测量铁路货车的耦接器力,并且当耦接器力信号在预定范围内时,去激活制动模式。

[0038] 可通过列车正在滑行的信号来激活空转模式。另选地,当通过耦接器力的信号在预定范围内时,激活空转模式。

[0039] 可通过需要动力的信号激活驱动模式。优选地,从引导机车接收指示需要动力的信号。

[0040] 方法还可包括在确保转向架的车轮和轨道之间没有滑移的范围内,通过再生制动系统保持在驱动模式期间施加到转向架的轮轴的扭矩。在一个实施例中,方法包括:通过将

车辆平移速率与从转向架的轮轴速度而确定的速率进行比较,来监测滑移。

[0041] 该方法还可包括如果轮轴临界速率大于车辆平移速率,则在驱动模式期间减少由再生制动系统施加的扭矩。

[0042] 可通过指示能量存储系统完全放能的速度传感器信号而去激活驱动模式。

[0043] 在另选的实施例中,方法可包括:测量铁路货车的耦接器力,并且当耦接器力信号在预定范围内时,去激活驱动模式。

附图说明

[0044] 现在将仅通过示例的方式参考附图更详细地描述本发明,在附图中:

[0045] 图1示出了安装在铁路转向架的轮轴上的根据本发明的再生制动系统的第一实施例的示意图;

[0046] 图2示出了图1的制动系统的能量存储系统的飞轮的设计,其中,图2(a)中示出了透视图,并且图2(b)中示出了横截面侧视图;以及

[0047] 图3示出了铁路转向架上的图1的再生制动系统的位置,其中,图3(a)中示出了透视图,并且图3(b)中示出了局部顶视图;

[0048] 图4示出了安装在铁路转向架的轮轴上的根据本发明的再生制动系统的第二实施例的示意图;

[0049] 图5示出了相对于时间绘制图1的系统的飞轮的旋转速度的曲线图,从而指示如何表征飞轮的转速的降低,以及可用于根据时间估计旋转速率的二次方程式;

[0050] 图6示出了将能量存储在图1的系统的能量存储系统(ESS)中,制动系统的总体效率作为时间的函数;

[0051] 图7示出了当使用图1的系统时的模拟能量节省的图示;

[0052] 图8示出了图1的每个单独的制动系统的ESS的模拟充能状态的图示;

[0053] 图9示出了图1的单个制动系统的动力曲线的图示;

[0054] 图10示出了在图1的系统的电动和制动操作期间施加到轮轴的扭矩的图示;以及

[0055] 图11示出了图1的系统的飞轮与转向架的轮轴之间所需的齿轮比的图示。

具体实施方式

[0056] 参考附图,其中相同的附图标记表示相同的特征,根据本发明的再生制动系统的第一实施例的非限制性示例总体上由附图标记10表示。

[0057] 在本说明书中,再生制动系统10将被描述为在铁路车辆的转向架上使用的铁路再生制动系统。字词铁路车辆应该被广泛地解释为包括动力车辆(诸如原动机)和非动力车辆(诸如为客车或货运货车的形式的轨道车辆)。因此,应当理解,本发明不限于在铁路车辆上使用的任何特定类型。然而,可设想,例如,系统10可特别用于非动力货运货车或客车拖车的转向架上。在本说明书中,字词铁路货车应该被解释为客车拖车或货运货车。系统10被设计成使得其可安装在转向架的单个轴上,从而允许每个轴承载其自己的独立的再生制动系统10。因此,应该清楚的是,再生制动系统10是分布式系统,因为其分布在整个列车上。可设想,列车的全部或大多数转向架中的轴可具有安装在其上的再生制动系统10,以便最大化能量节省。应当理解,制动系统10的分布的效果是总能量存储容量以分布在整个列车中的

较小包装的形式存储,而不是在集中位置处。

[0058] 现在具体参考示出了示意图的图1,将更详细地描述再生制动系统10。在该附图中,铁路转向架的轮轴的一部分由数字100表示,并且承载在轮轴的一个端部上的车轮由数字102表示。尽管在图1中未示出,但是应当理解的是,类似的车轮安装在轮轴的另一个端部并且以这样的方式安装在轮轴上,使得两个车轮协调地转动。

[0059] 再生制动系统10被示出为安装在轮轴100上。从该示意图可看出,系统10包括用于以机械能形式或动能形式存储能量的能量存储系统(ESS)。在系统10的优选的实施例中,能量存储系统包括飞轮12,飞轮12通过轴承组件14安装在轮轴100上。轴承组件14具有两个单独的轴承16.1和16.2,它们同轴地安装在轮轴100上并且与彼此间隔开。两个轴承16.1和16.2支撑安装在其上的管状轴18。在系统10的优选的实施例中,飞轮12以这样的方式安装在管状轴18上,使得它们协调地旋转。换句话说,当管状轴18旋转时飞轮围绕其中心轴线旋转,并且反之亦然,该中心轴线也是其旋转轴线,并且与轮轴100的中心轴线同轴。

[0060] 制动系统10还包括变速器系统20,变速器系统20可在不同的模式之间选择性地操作,其中变速器系统i) 接合转向架的轮轴100, ii) 接合能量存储系统(具体是飞轮12), iii) 接合轮轴100和能量存储系统,或者 iv) 从轮轴100和/或能量存储系统完全脱离。因此,变速器系统20选择性地不同的模式之间操作,所述不同的模式包括制动模式,其中变速器系统20将机械能或动能从转向架的轮轴100传递到能量存储系统(具体是飞轮12);以及驱动模式,其中变速器系统20将机械能或动能从能量存储系统(具体是飞轮12)传递到转向架的轮轴100。下面说明变速器系统20的操作的不同模式的更多信息。

[0061] 本领域技术人员将知道飞轮12的尺寸和飞轮12操作的角速度确定在飞轮中可存储多少能量。根据实验结果,对于能量存储系统12,获得了表1中所示的参数。虽然通过实验装置获得的能量容量约为1.4kWh,但是可设想,它可为在1kWh至3kWh之间的任何能量容量。

| | | |
|--------|---------------|--------|
| [0062] | 能量容量(kWh) | 1.3889 |
| | 最大充能速率(kW) | 28 |
| | 平均充能速率(kW) | 7.87 |
| | 最大放能速率(kW) | 30 |
| | 平均马达速率(kW) | 7.56 |
| | 平均制动循环持续时间(S) | 298 |

[0063] 表1:能量存储系统参数

[0064] 上述参数用于设计飞轮,在下面的表2中提供所得的飞轮规格。飞轮设计在图2中示出。

| | | |
|--------|------|----|
| [0065] | 飞轮质量 | 95 |
|--------|------|----|

| | | |
|--------|--------------|--------|
| [0066] | 最大旋转速度 (rpm) | 14 000 |
| | 最小旋转速度 (rpm) | 5000 |
| | 最大动能 (kJ) | 6000 |
| | 能量回收能力 (kJ) | 5000 |

[0067] 表2:飞轮规格

[0068] 基于上述参数,估计飞轮上的最大扭矩在约为 15.74rad/s^2 的最大角加速度下在约 $90\text{N}\cdot\text{m}$ 的范围内。

[0069] 现在返回到图1,变速器系统20包括分别由数字22和24表示的第一输入/输出轴和第二输入/输出轴。根据变速器系统20的操作模式,每个轴22、24可用作用于将能量传递到变速器系统的输入轴,或用于从变速器系统传递能量的输出轴。输入/输出轴22用于通过变速器-轮轴联接件26将变速器系统20连接到转向架的轮轴100。变速器-轮轴联接件26用于在转向架的轮轴100和变速器系统20之间传递机械能或动能,并且可采取任何形式的机械驱动装置。可设想,驱动装置可以是驱动链、皮带和带轮装置或一组齿轮。在图1的示意图中,机械驱动装置被示为一组齿轮。在系统10的所示实施例中,齿轮26.1中的一个固定到转向架的轮轴100,使得其与轮轴协调地旋转,而另一个齿轮26.2承载在变速器系统20的第一输入/输出轴22上。应当理解,轮轴100的旋转引起第一齿轮26.1的旋转,这继而旋转第二齿轮26.2和相应的第一输入/输出轴22。

[0070] 离合器28位于第二齿轮26.2与变速器系统20之间的第一输入/输出轴22上。离合器28在使用中可操作以在离合器处于其接合状态时接合变速器系统20和变速器-轮轴联接件26(即所示实施例中的一组变速齿轮26),并且在离合器处于其脱离状态时将变速器系统20从变速器-轮轴联接件26脱离。

[0071] 类似于变速器-轮轴联接件26,制动系统10还包括变速器-能量存储联接件30,变速器-能量存储联接件30可选择性地操作以接合和脱离变速器系统20和能量存储系统。考虑到图1的实施例的能量存储系统包括飞轮12的事实,变速器-能量存储联接件也称为变速器-飞轮联接件。再次设想,变速器-飞轮联接件30可采取诸如驱动链、皮带和带轮装置或一组齿轮的任何机械驱动装置的形式。在图1的示意图中,变速器-飞轮联接件30被示为一组齿轮。该组齿轮的第一齿轮30.1以这样的方式安装在管状轴18上,使得第一齿轮30.1与管状轴协调地旋转。第一齿轮30.1通常将固定到管状轴18。齿轮组30的第二齿轮30.2继而承载在第二输入/输出轴24上。应当理解,管状轴18的旋转引起第一齿轮30.1的旋转,这继而旋转第二齿轮30.2和相应的第二输入/输出轴24。

[0072] 离合器32也位于第二齿轮30.2和变速器系统20之间的第二输入/输出轴24上。离合器32在使用中可操作以在离合器处于其接合状态时接合变速器系统20和变速器-能量存储联接件30(其在本发明的该第一实施例中为一组飞轮齿轮30),并且在离合器处于其脱离状态时将变速器系统20从变速器-能量存储联接件30脱离。

[0073] 为了控制通过变速器系统20的能量传递,即控制离合器28和32的操作,制动系统10包括控制单元34。可设想,控制单元34可在使用中与列车的原动机和变速器系统20通信,

以便接收来自原动机的控制信号,并且响应于控制信号自动地操作变速器系统20的模式。

[0074] 可设想,变速器系统可包括无级变速器(CVT)和减速齿轮组,以补偿飞轮12将比轮轴100旋转地快得多的事实。CVT将改变变速器的减速比以匹配输入/输出轴22、24的角速度,并且还将充当扭矩转换器。据信将通过可变直径带轮(VDP)系统或环形变速器系统实现CVT提供的变化的齿轮比。在使用VDP系统的情况下,将通过线性致动器实施带轮直径的变化。致动器将由控制单元34控制,并且最初将选择比例以使输入/输出轴22、24的角速度与变速器20匹配。然后将根据操作模式以对能量存储系统12进行充能或放能的方式改变CVT的比例。据信CVT的最大动力必须达到30kW。在其中使用环形变速器系统的另选的实施例中,将通过诸如液压活塞或步进马达的致动器代替地控制接触辊的角度。

[0075] 鉴于上述飞轮参数,并且假定在20km/h和100km/h之间的列车速度,确定所需的CVT齿轮比在1:8和1:100之间。使用CVT结合两个固定比例齿轮组可实现这些比例,两个固定比例齿轮组将两个输入/输出轴22和24与轮轴100和能量存储系统(具体是飞轮12)联接。如果假设对为1:8的CVT比例的限制,则最大和最小齿轮比将相差为8的因数。由于该限制因素,可从变速器20获得的齿轮比的范围为从1:10至1:80。这通过使用齿轮比范围在1:1和1:8之间的CVT 20结合总减速比为1:10的两个固定减速齿轮组来实现。

[0076] 可在本发明的制动系统10中使用的VDP CVT的一个示例目前在市场上以商标Nissan Altima销售。据信该CVT的效率可在85%和92%之间。在其中使用环形变速器系统的实施例中,据信,环形变速器(诸如由终极变速器有限公司(Ultimate Transmissions Pty Ltd)制造的环形变速器)在效率在92%和97%之间的情况下操作,其齿轮比比VDP更宽。

[0077] 如上所述,响应于由控制单元34接收到的控制信号,系统10、40的控制单元34在使用中在多个不同的操作模式之间切换变速器系统20。通常通过拖拉铁路货车的原动机中的任一个或附加的传感器产生控制信号,在铁路货车上安装有特定的制动系统10。例如,通过信号线或无线地通过射频通信提交这些信号。控制单元34将基于从原动机和/或传感器接收的控制信号来选择所需的操作模式。

[0078] 可设想,制动系统10在使用中对于引导机车的驾驶员是不可见的,并且在控制单元处将通过接收驾驶员所需的凹口、列车的车辆平移速率、货车的耦合器力和由引导机车组成的耦合器力来管理再生制动系统10。可进一步设想,附加的传感器可包括位于轴承位置处的热传感器以检测轴承故障,在货车的车轮轮轴处的速度传感器,以及用于监测每个飞轮的速度的速度传感器。制动系统10的控制单元将从这些附加传感器中的每一个接收信号,并且将基于信号中包含的信息以及从机车接收到的信号,在不同的操作模式之间切换。

[0079] 应当理解,制动系统10的操作和控制需要仔细考虑,以确保系统10尽可能有效地运行,并且不会对列车的其余部分造成损坏。必须的是,制动系统10在正确的时间从列车提取能量,并且通过系统10策略性地施加牵引力(即作用以驱动轮轴100的力),以这样的方式优化能量效率,使得其不引起车轮102和轨道之间的滑移。为了有效地操作,可设想制动系统10可在以下操作模式之间操作:

[0080] i) 隔离模式

[0081] 在该模式下,变速器系统20从转向架的轮轴100和能量存储系统12脱离。该模式被定义为当不向系统提供控制时制动系统10的状态。能量存储系统12将不存储任何能量,并

且离合器32将脱离以将能量存储系统与变速器20隔离。通过脱离离合器28,输入/输出轴22也将从变速器20脱离。可设想,可通过来自引导机车的信号或任何系统部件中检测的故障或缺陷的任何信号激活该模式。

[0082] ii) 自放能模式

[0083] 在该模式下,能量存储系统12从变速器系统20脱离,并且能量从能量存储系统消散。该模式能够在不对轮轴100施加任何牵引力的情况下从能量存储系统12释放能量。可设想,这可通过向飞轮12施加制动来完成,这将导致能量作为热和噪声消散。在飞轮12处的速度传感器信号将使得控制单元34能够确定系统10是否已经充分放能。自放能模式通常将允许制动系统10在需要时进行到隔离模式。可当在系统部件中检测到故障(类似于隔离模式)时,或者当部件或系统必须关闭时,例如在列车的行程结束时,激活自放能模式。

[0084] iii) 制动模式

[0085] 在该模式下,能量存储系统12以这样的方式与变速器系统20接合,使得将扭矩施加到转向架的车轮102以在制动转向架车轮的方向上起作用。在制动过程期间,从列车去除的动能被回收并传递到飞轮12以增加飞轮的角速度。在制动期间,制动系统10将接收来自引导机车的控制信号。当接收到该信号时,离合器28和32将接合。应当理解,施加到轮轴100的扭矩必须在一定范围内,以确保在车轮102和轨道之间不存在滑移。为了监测滑移,将车辆平移速率与由车轮或轮轴旋转速率确定的速率进行比较。如果轮轴临界速率大于车辆平移速率,则系统10施加的扭矩将减小,或者系统10将脱离。

[0086] 可设想,在另选的实施例中,代替比较车辆平移速率和轮轴临界速率,控制系统10的方法可包括考虑货车的耦接器中的力。然后当耦接器力信号处于一定的预定义的范围内时,将去激活制动模式。

[0087] 在该制动模式下,飞轮12的速度将增加,直到其达到制动系统10完全充能的速度。一旦来自飞轮速度传感器的信号指示飞轮12已达到该特定速度,将去激活制动模式,并且系统10将返回到空转模式。

[0088] iv) 空转模式

[0089] 在该模式下,能量存储系统12已被充能,但是不被进一步充能,制动系统10也不向转向架的轮轴100施加牵引力。当制动系统10从引导机车接收到列车正在滑行的信号时,制动系统10通常将驻留在该模式下。另选地,参考另选的实施例中的iii)中提到的耦接器力信号可用于当耦接器力处于预定的范围内时将制动系统10切换到空转模式。

[0090] iii) 驱动模式

[0091] 在该模式下,能量存储系统12以这样的方式与变速器系统20接合,使得将扭矩施加到转向架的车轮102在驱动转向架车轮的方向上起作用。在使用中,当需要动力时制动系统10将接收来自引导机车的控制信号。当接收到该信号时,离合器28和32将接合。应当再次理解,施加到轮轴100的扭矩必须在一定范围内,以确保在车轮102和轨道之间不存在滑移。以与上述相同的方式,即通过监测车辆平移速率和轮轴临界速率,监测车轮102和轨道之间的滑移。如果轮轴临界速率大于车辆平移速率,则由制动系统10施加的扭矩将减小,或者系统10将脱离。

[0092] 可再次设想,在另选的实施例中,代替比较车辆平移速率和轮轴临界速率,控制系统10的方法可包括考虑货车的耦接器中的力。然后当耦接器力信号处于一定的预定义的范

围内时,将去激活制动模式。

[0093] 在驱动模式下,飞轮12的速度将减小,直到其达到系统完全放能的速度。一旦来自飞轮速度传感器的信号指示飞轮已达到该特定速度,则将去激活驱动模式,并且系统10将返回到空转模式。

[0094] 据信,在原动机禁用的情况下,制动系统10可用作紧急驱动器。该应急驱动模式将与常规的驱动模式基本上类似。

[0095] 现在已经详细描述了制动系统10及其操作方法,应该清楚的是,制动系统10的显著优点是:可将该制动系统安装在转向架的每个轮轴上。为了说明这一点,系统10在图3中被示为紧凑单元。从该图可看出,根据本发明的再生制动系统10安装在转向架的每个轮轴100的两个车轮102之间。组装的单元将具有安装点,组装的单元可通过该安装点固定到转向架。在制动系统10的优选的实施例中,制动系统10被设计为具有大于转向架的寿命周期,从而确保在正常操作条件下,系统10将不需要任何维护,直到将转向架从货车移除。发明人设想了20年的所需的系统寿命。

[0096] 从上面的描述应当清楚的是,多个单独的制动系统10可包括在用于列车的再生能量管理系统中,该列车具有原动机和多个铁路货车。制动系统10通常将安装在整个列车的货车上,使得可在基本上整个列车上的能量存储系统12中回收能量,或从能量存储系统12施加能量。再生制动系统10的控制单元也独立地与原动机和/或附加的传感器通信。这允许制动系统10彼此独立地操作。因此,再生能量管理系统是分布式系统,这与常规的再生系统相比是一个显著的优点。

[0097] 再生制动系统10的另一个优点是:再生制动系统10主要是机械系统,其以机械能形式或动能形式存储能量。与已知的再生制动系统相比,系统10显著地更简单,并且因此在铁路网络上安装、维护和操作更具成本效率。

[0098] 还据信使用再生制动系统10可减小耦接器力,这是系统10的显著优点。本领域技术人员将理解,通过减小耦接器力,可增加列车的整个长度,这继而具有显著的经济效益。

[0099] 现在参考图4,根据本发明的再生制动系统的第二实施例的非限制性示例总体上由附图标记40表示。在附图中,相同的数字表示相同的特征部。系统40基本上类似于系统10,并且因此,上面参考系统10的描述尽可能地适用于系统40。系统10和系统40之间最显著的区别在于其飞轮的位置。应当理解,飞轮可位于转向架上的不同位置,并且不限于分别在图1和图4的系统10、40中所示的两个位置。

[0100] 类似于图1,铁路转向架的轮轴的一部分由附图标记100表示。从示意图可看出,系统40包括用于以动能/机械能形式存储能量的能量存储系统(ESS)。在系统40的该第二实施例中,ESS也包括飞轮42。然而,与根据本发明的第一实施例的系统10中类似,代替与转向架轮轴100同轴地安装,飞轮42安装在轴44上。飞轮42以这样的方式安装在轴44上,使得它们协调地旋转。如图4所示,轴44平行于转向架轮轴100延伸,并且被轴承46.1和46.2支撑以允许轮轴的旋转。轴承46.1和46.2位于飞轮42的每个侧面上的轴44的端部区域中。

[0101] 类似于根据本发明的第一实施例的系统10,再生制动系统40包括变速器系统20,变速器系统20可在如上所述的不同模式之间选择性地操作。系统40的变速器系统20与系统10的变速器系统20相同,并且因此将不再详细描述。

[0102] 仍然参考图4,可看出,变速器系统20再次具有第一输入/输出轴22和第二输入/输

出轴24,其基本上类似于系统10的输入/输出轴22、24。如上面参考系统10所述,根据变速器系统20的操作模式,每个轴22、24可用作输入轴或输出轴。

[0103] 在该第二示出的实施例中,输入/输出轴22、24与轴44同轴地安装,飞轮42安装在轴44上。输入/输出轴24机械地连接到轴44,而输入/输出轴22由轴承48支撑。轴24和44之间的机械连接可具有它们之间的齿轮比。可设想,机械连接可以是一组齿轮、皮带和带轮系统、链条驱动器或能够实现期望的齿轮比的任何其它机械连接的形式。在系统40的该第二实施例中,输入/输出轴24之间的机械连接形成变速器-飞轮联接件。

[0104] 离合器50位于变速器系统20和轴承48之间,并且与输入/输出轴22同轴地安装。离合器50可操作以将变速器系统20连接到包括齿轮26.1和26.2的变速器-轮轴联接件26,以及断开变速器系统20和变速器-轮轴联接件26,从而将变速器系统20连接到转向架轮轴100,以及断开变速器系统20和转向架轮轴100。变速器-轮轴联接件26与系统10的变速器-轮轴联接件26相同,并且因此将不再详细描述。应当理解,变速器-轮轴联接件26可有效地操作以将飞轮42连接到转向架轮轴100,以及断开飞轮42和转向架轮轴100。

[0105] 虽然示出了系统50的第二实施例的图4仅表示位于轴22上的一个离合器50,但是可设想,与系统10的第一实施例类似,第二离合器可位于轴24上。

[0106] 为了控制通过变速器系统20的能量传递,即控制离合器50的操作以及变速器系统20的齿轮比,制动系统40也具有控制单元34。可再次设想,控制单元可在使用中与列车的原动机和变速器系统20通信,以便接收来自原动机的控制信号,并且响应于控制信号自动地操作变速器系统20的模式。

[0107] 类似于系统10,变速器系统可包括无级变速器(CVT)和减速齿轮组,以补偿飞轮42将比轮轴100旋转地快得多的事实。在图4中,减速齿轮组由数字52表示。再次,CVT将改变变速器系统20的减速比以匹配输入/输出轴22、24的角速度,并且还将充当扭矩转换器。

[0108] 如图4所示,系统10位于外壳54中,其具有分别由附图标记56、58和60表示的三个隔室。第一隔室56容纳转向架的轮轴100的至少一部分,以及安装轮轴的至少一些轴承。第二隔室58容纳飞轮42。可设想在第二隔室58内部可产生真空。第三隔室60容纳离合器50、变速器系统30和减速齿轮组52。可设想离合器50可以是湿式离合器。

[0109] 原则上,系统40的操作与系统10的操作相同,并且因此将不再详细描述。然而,应当理解,考虑到系统40部件的配置的变化,必须对系统40的操作进行微小的改变。系统40的不同操作模式与系统10的操作模式相同。然而,由于部件的配置的改变,为了在不同模式之间切换的各个部件的操作或控制稍微变化。例如,在系统40中,飞轮42从未与变速器系统20完全断开。因此,变速器系统20将与飞轮42协调地旋转。换句话说,当飞轮42旋转时,变速器系统20将持续地旋转,但是在离合器50脱离时,将不传递扭矩。

[0110] 系统效率和能量节省的预测

[0111] 现在使用上述设计参数理论上预测制动系统10的效率和可能的能量节省。

[0112] 一阶预测

[0113] 为了确定制动系统10的总体效率,将组合变速器20和ESS 12的效率。与变速器相关联的损失包括两个固定比例齿轮组以及CVT效率,并且被确定为82.8%,如表3中所看到的。

[0114]

| | |
|---------------------|-----|
| 固定齿轮效率 (η_G) | 97% |
|---------------------|-----|

| | |
|--------------------------------------|-------|
| 平均CVT效率 (ncvt) | 88% |
| 传输效率 ($n_T = n_G * n_{CVT} * n_G$) | 82.8% |

[0115] 表3: 传输效率

[0116] 轴承损失和风阻损失是ESS的两个主要低效率。为了本研究的目的,假设ESS将在三小时内完全自放能,并且飞轮的旋转速度将以二次方式减小。图5示出了如何表征飞轮的转速的降低,以及可用于根据时间估计旋转速率的二次方程式。

[0117] ESS的寄生自放能意指制动系统的总体效率随着时间的推移而减少,如ESS中存储的能量。图6示出了作为能量存储在ESS中的时间的函数的制动系统的总体效率,系统的总体效率考虑到能量将通过变速器两次。

[0118] 模拟

[0119] 为了计算所需的ESS容量和先前的制动系统效率,必须进行若干假设以便于计算。所进行的假设可能不完全准确,但是提供一阶结果以更好地理解本发明的要求是必要的。

[0120] 为了更准确地预测ESS容量,制动系统效率和系统将产生的能量节省,必须通过模拟对可用的列车数据进行分析。

[0121] 模拟算法

[0122] ESS-充能和放能

[0123] 执行模拟的算法使用三个输入字段来执行模拟;它们是:时间步长、机车组施加的动力,和列车的速度。还需要描述制动系统的一组参数。它们包括ESS容量、ESS自放能速率、传输效率和列车中制动系统的数量。

[0124] 该模拟解决了对于行程数据中每个时间步长的列车的动力需求。然后,可确定列车是否正在进行机动操作或制动操作。如果列车处于机动操作;该算法检查ESS中是否有足够的能量以传递动力,并且如果有的话,则记录制动系统传递动力(或动力的百分比),并且ESS放能。记录制动系统不可提供的动力,以由原动机(机车组)提供。

[0125] 如果发现列车处于制动操作,则算法检查ESS的充能水平。如果ESS未完全充能,则通过制动系统执行制动,并且对ESS进行充能。在整个模拟过程中记录了ESS的充能水平。

[0126] 对于ESS的充能和放能,通过算法引入传输效率。无论何时ESS中存储能量,算法还包括ESS的自放能损失。

[0127] 扭矩

[0128] 在整个模拟过程中,计算电动和制动操作期间施加到轮轴的扭矩。使用等式1并且借助已知的功率(P),通过借助已知的车轮接触直径将列车的速度转换成旋转速率,可计算

[0129] 轮轴(ω)的旋转速率。

[0130] $P = T \times \omega$ (2)

[0131] ESS旋转速率

[0132] 通过使用公式2将ESS的充能水平的能量值转换为旋转速率,可计算对于行程的每个时间步长的飞轮的旋转速率。

[0133] $E = 1/2 \times m \times \omega^2$ (2)

[0134] 从等式2获得的所得的角速度将具有为rad/s的单位,然后可容易地将其转换为rpm。

[0135] 总体齿轮比

[0136] 在货车轮轴和ESS的飞轮的旋转速率已知的情况下,有可能计算整个行程中变速器的总的齿轮比。方程3用于该计算。

$$[0137] \quad GR = \frac{\omega_{\text{飞轮}}}{\omega_{\text{轮轴}}} \quad (3)$$

[0138] 能量节省与制动系统效率

[0139] 为了确定通过所有制动系统的组合传递到列车的能量的量,在每个时间步长跟踪作为来自ESS的牵引能量施加的能量。对于每个时间步长的施加的牵引能量的总和提供了制动系统传递的总能量。该结果是通过实施制动系统节省的能量的量,因为在没有制动系统的情况下该能量将由原动机提供。

[0140] 然后通过算法计算原动机提供的能量比需求的总能量的分数,以及表示能量(由制动系统提供的能量)的节省的分数。

[0141] 模拟结果

[0142] 分析和模拟的行程是约翰内斯堡市到德班的Umbilo之间的行程。行程覆盖为644.19km的距离,并且花费15小时22分钟来完成。在这个阶段,在每个货车转向架中引入安装一个或两个制动系统的变化。执行模拟两次,以调查这将有什么影响。对于两个模拟的ESS的特征参数如下面的表4所示。

| 参数 | 情景 1 | 情景 2 |
|--------------------|-----------|-----------|
| [0143] 货车的数量 | 50 | 50 |
| 每个转向架的制动系统的数量 | 2 | 1 |
| 每个货车的制动系统的数量 | 4 | 2 |
| [0144] 每个制动系统的能量容量 | 1.389 kWh | 2.222 kWh |
| ESS 自放能时间 | 120 分钟 | 120 分钟 |
| 每个制动系统的自放能速率 | 854.8 W | 1164 W |
| 传输效率 | 82.8 % | 82.8 % |

[0145] 表4:制动系统参数

| 参数 | 情景1 | 情景2 |
|-----------------|-------------------|----------------------|
| [0146] 需要的总机动能量 | 15 063kWh | 15 063kWh |
| 由原动力提供的能量 | 11 526kWh (76.6%) | 11473kWh (75.54%) |
| 节省的能量 | 3 528kWh (23.4%) | 3590kWh (24.30%) |
| 单个制动系统回收的能量 | 17.64kWh | 35.90kWh |
| 捕获的制动能量的分数 | 63.97% | 56.53% |
| 总体制动系统效率 | 46.62% | 54.75% |

[0147] 表5:能量相关的行程结果

[0148] 在图7中以图形方式表示能量使用。顶部的线表示行程的持续时间内用于机动的能量的总量;这表示在没有任何再生制动系统的情况下由机车供应的能量的量。中心的线表示应用制动系统从机车所需的减小量的能量。底部的线示出了由制动系统回收和供应的能量,这表示为行程节省的能量的量。

[0149] 所有制动系统的组合可在第一种情景中执行所需的所有制动的63.97%,在第二种情景中可执行制动的56.63%。制动系统的总体效率为46.62%,意指投入系统的能量的平均46.62%的百分比以牵引能量的形式传递回列车。

[0150] 图8示出了用于第一模拟的每个单独的制动系统的ESS的充能状态。需注意,ESS从未在延长的周期内饱和,并且在整个行程中也不经常饱和。情景2的结果与图8所示的结果非常相似:用于模拟的ESS充能状态1。这表明所选择的ESS尺寸相对较好,然而,必须经过优化过程来确定ESS的最佳可能尺寸。

[0151] 接下来,考虑如图9所示的单个制动系统的动力曲线。监测该参数非常重要,因为需要避免在轮轴上的高动力峰值。图9示出了第一情景的结果;顶部的线表示在最大值为29kW的机动操作期间施加的动力。底部的线表示机动操作期间的动力,并且最大绝对值为27kW。这两个极值都相当低,并且在为35kW的最大允许值内。

[0152] 图10示出了分别由顶部的线和底部的线表示的对于第一情景的机动操作和制动操作期间施加到轮轴的扭矩。机动期间的施加的最大扭矩为1156Nm,而制动期间施加的最大扭矩为832Nm。虽然这些扭矩值很高,但重要的是,要认识到这是施加到车轮轮轴的扭矩,而不一定是将施加到变速器的扭矩。重新参考图1中的系统布局,CVT之前的减速齿轮将通过增加角速度的相同定量来减小扭矩。

[0153] 最后,考虑飞轮和轮轴之间所需的齿轮比获得的结果。图11示出了对于第一种情景的行程持续时间获得的所获得的结果。制动系统仅限于在列车以超过20km/h的速度移动时操作。最大的所需齿轮比为99.5,并且所获得的最小齿轮比为11.7。值得注意的是,只有少数情况下才需要最大齿轮比。第二情景的结果与不同的上限和下限的结果几乎相同。

[0154] 表6示出了与制动系统动力传动系相关的结果。结果示出,对于情景2,变速器系统将需要高得多的扭矩和对于情景1的动力额定值。对于情景2,齿轮比要求落在更广泛的范围内,但是如果需要,通过选择不同的飞轮可减轻这一点。

| 参数 | 情景 1 | 情景 2 |
|--------------|-------|-------|
| 最大机动扭矩 (N.m) | 872 | 1743 |
| 最大制动扭矩 (N.m) | 832 | 1668 |
| 最大机动动力 (kW) | 29.07 | 58.13 |
| 最大制动动力 (kW) | 27.02 | 54.04 |
| 最大齿轮比 | 99.5 | 104.8 |
| 最小齿轮比 | 11.68 | 10.05 |

[0157] 表6:传输需求结果。

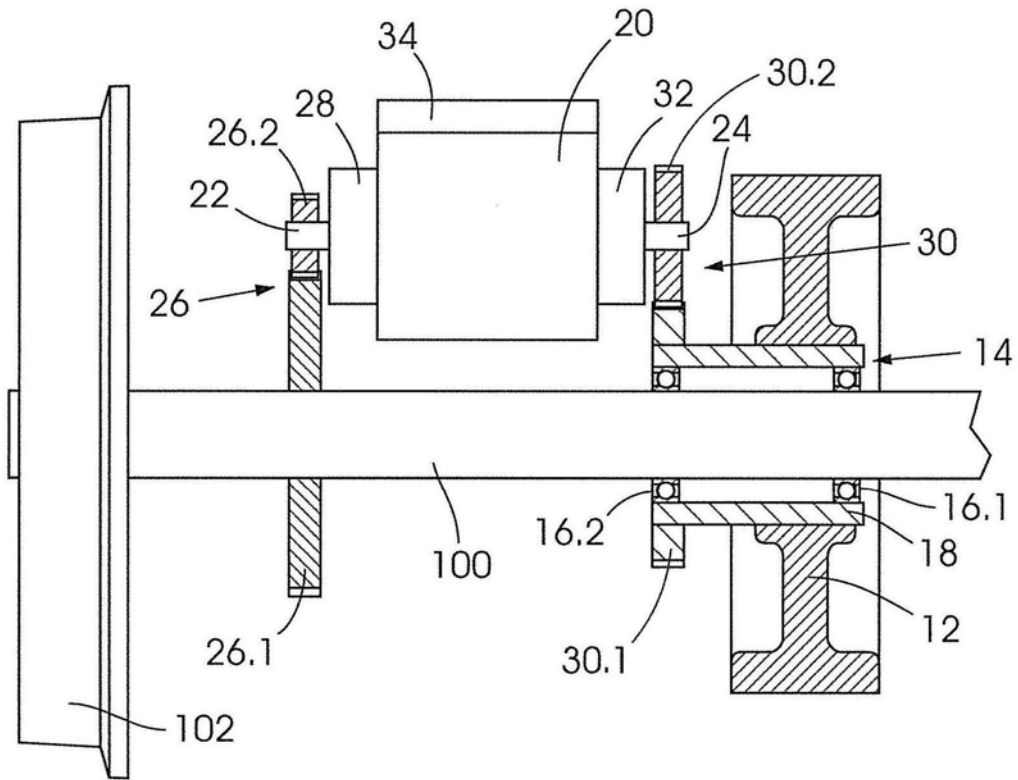


图1

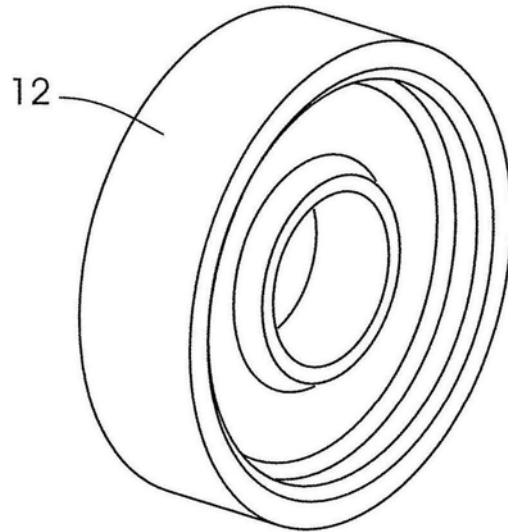


图2(a)

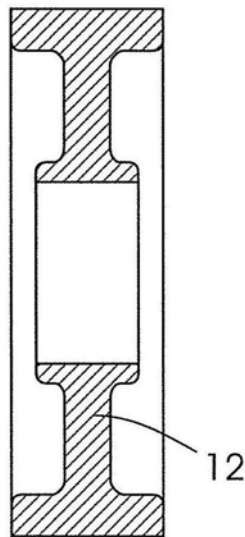


图2 (b)

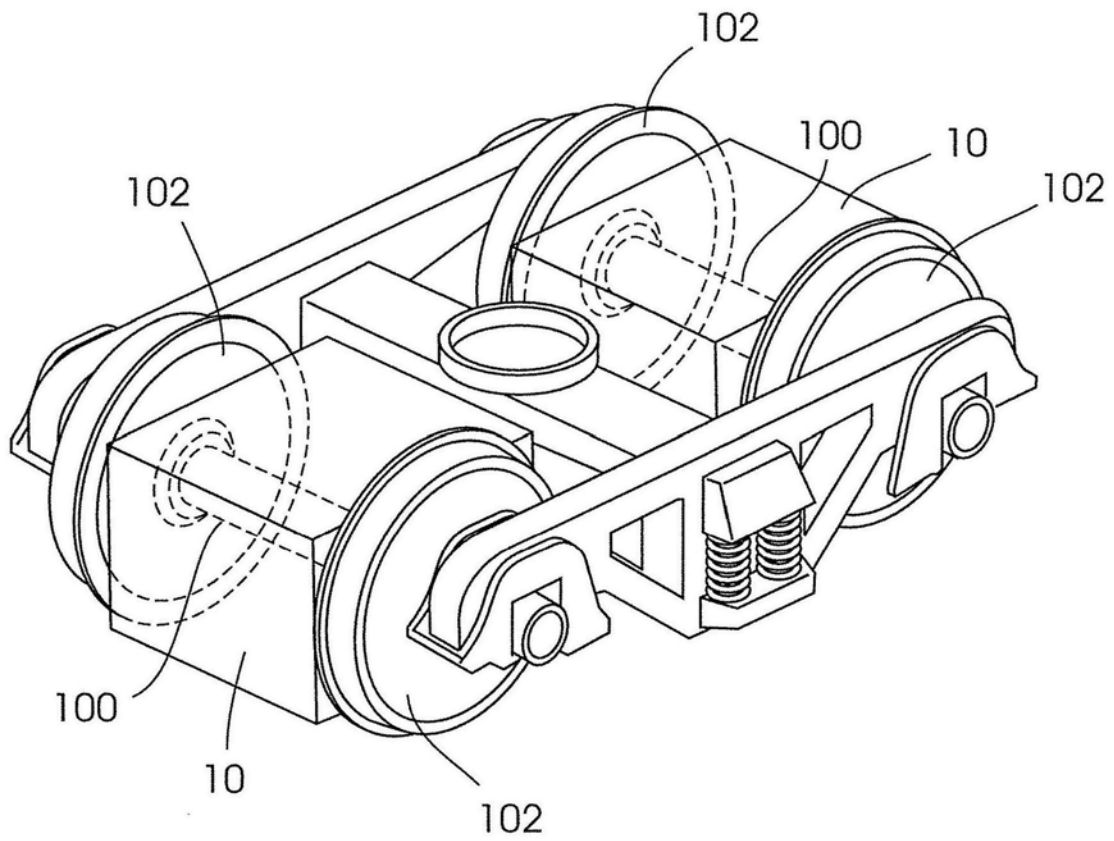


图3 (a)

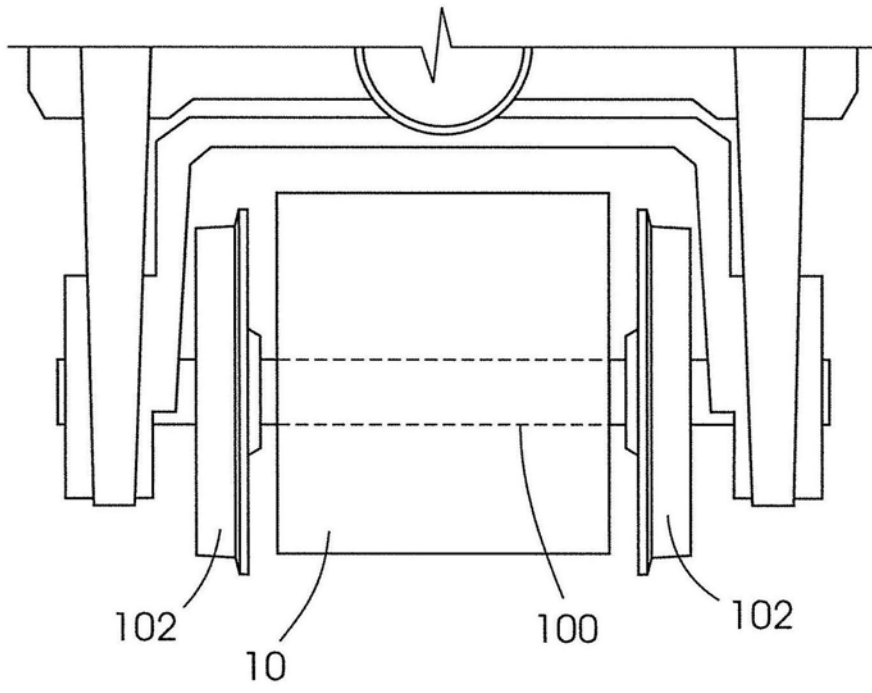


图3 (b)

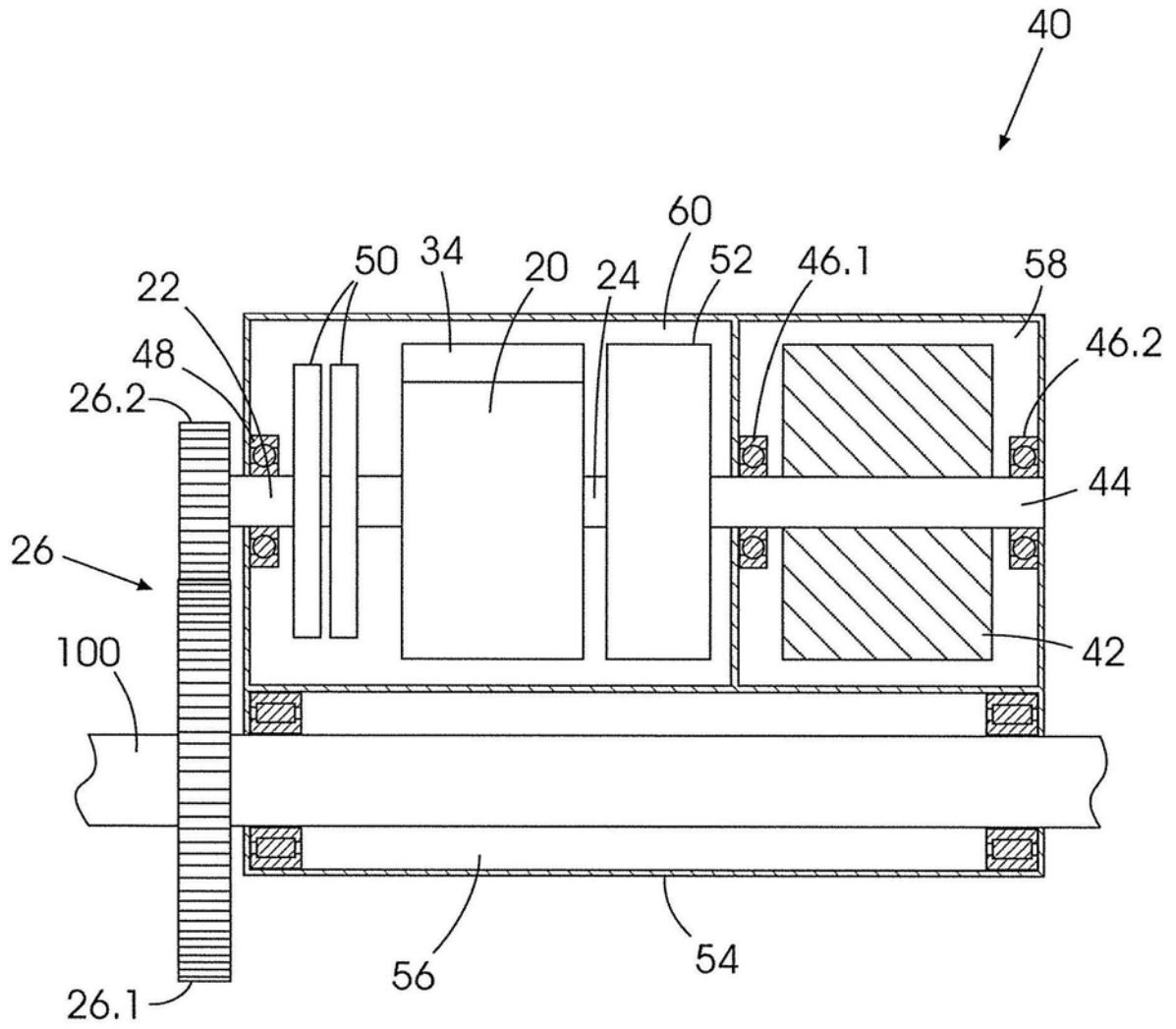


图4

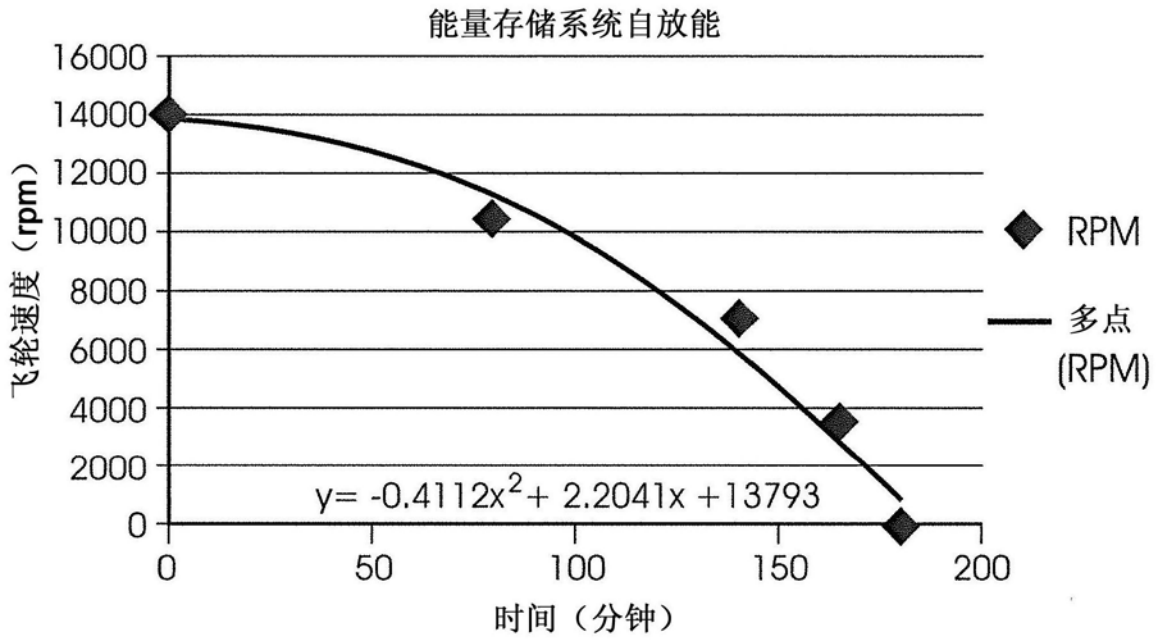


图5

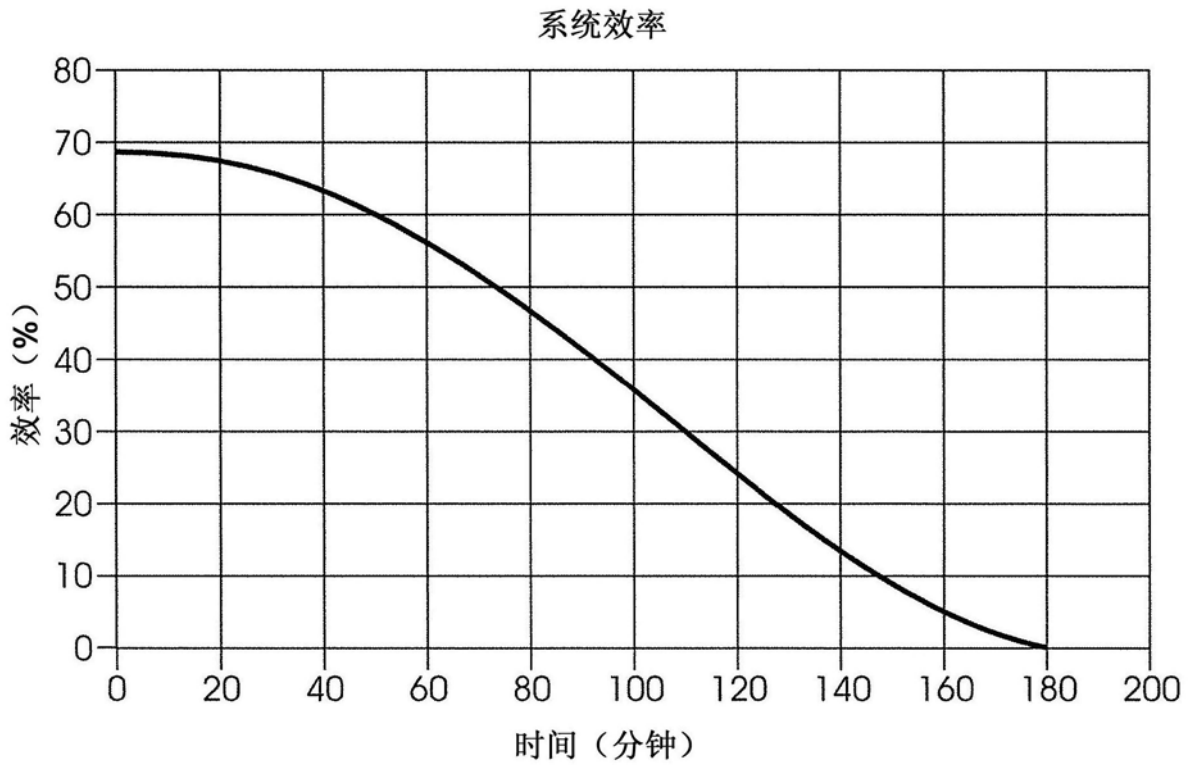


图6

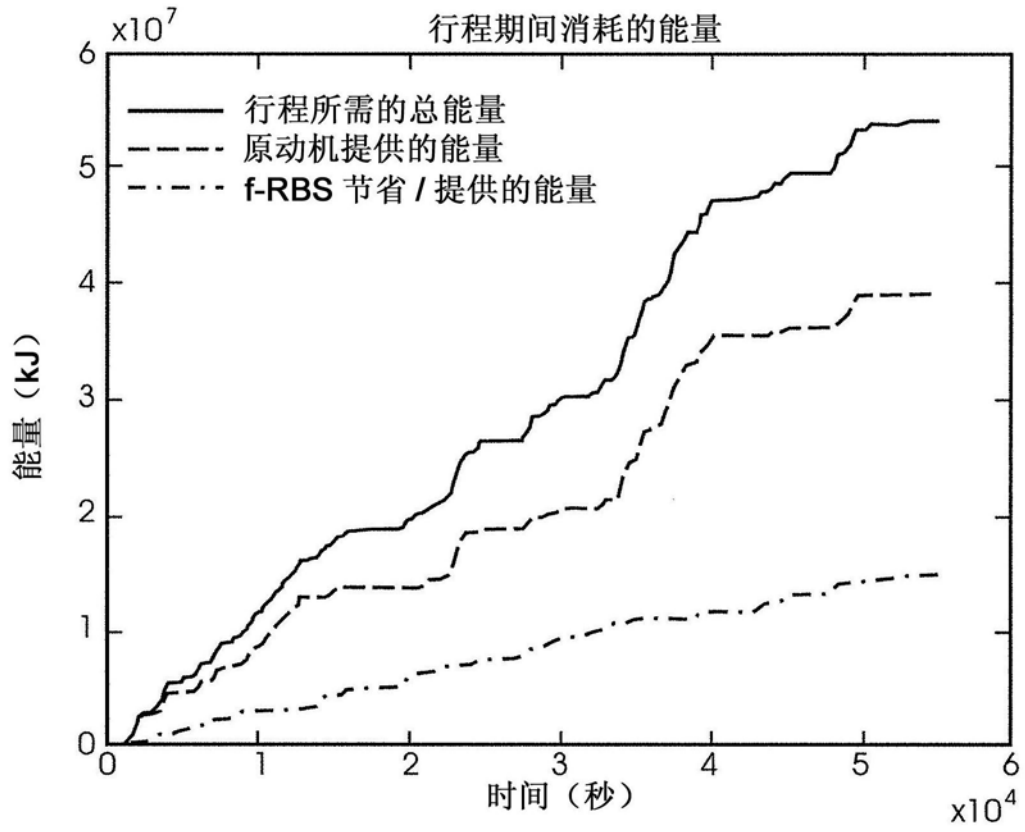


图7

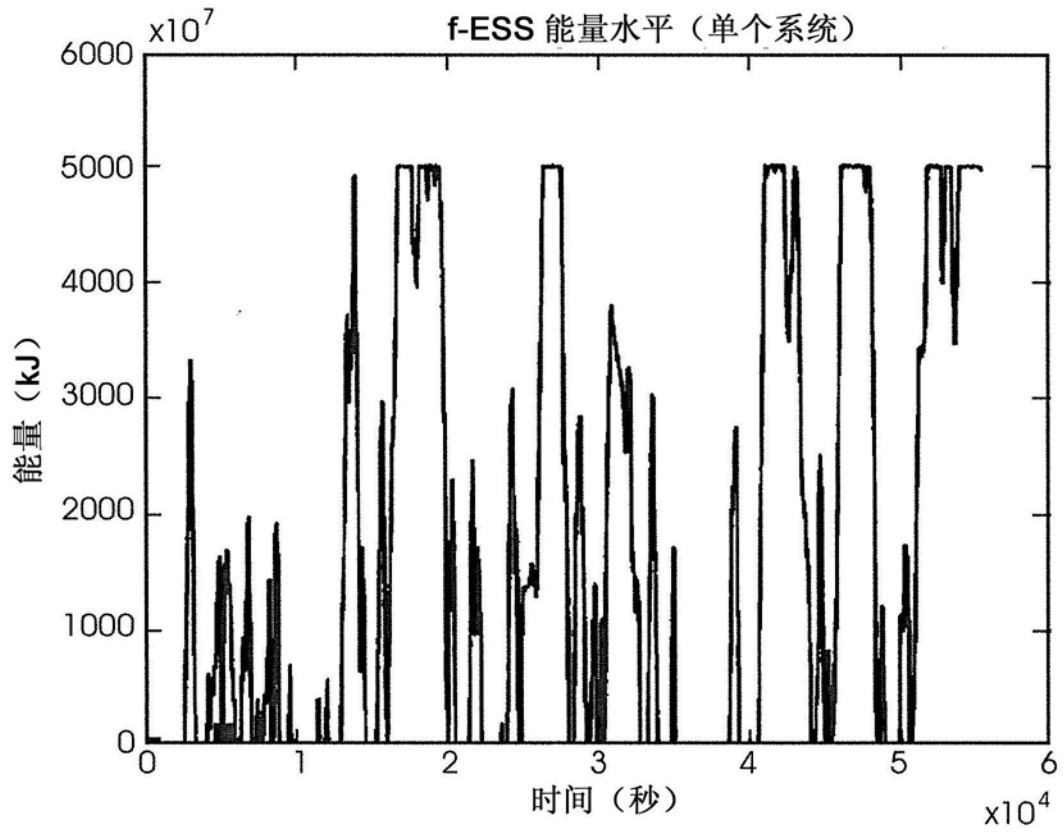


图8

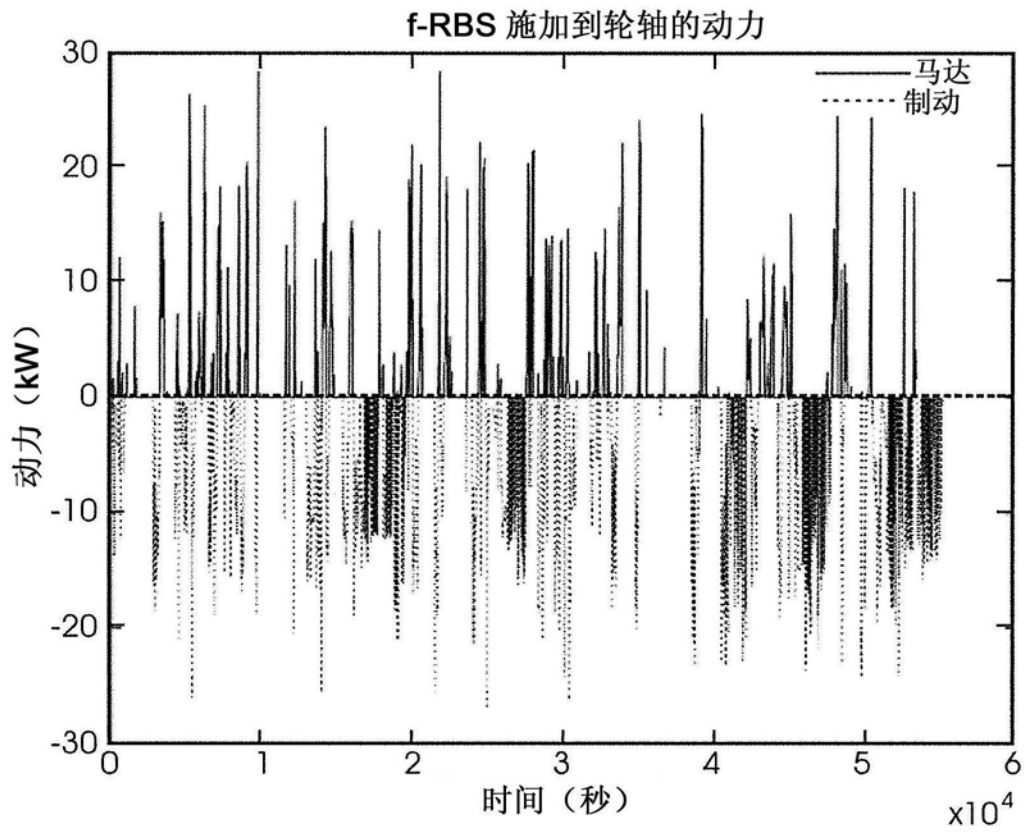


图9

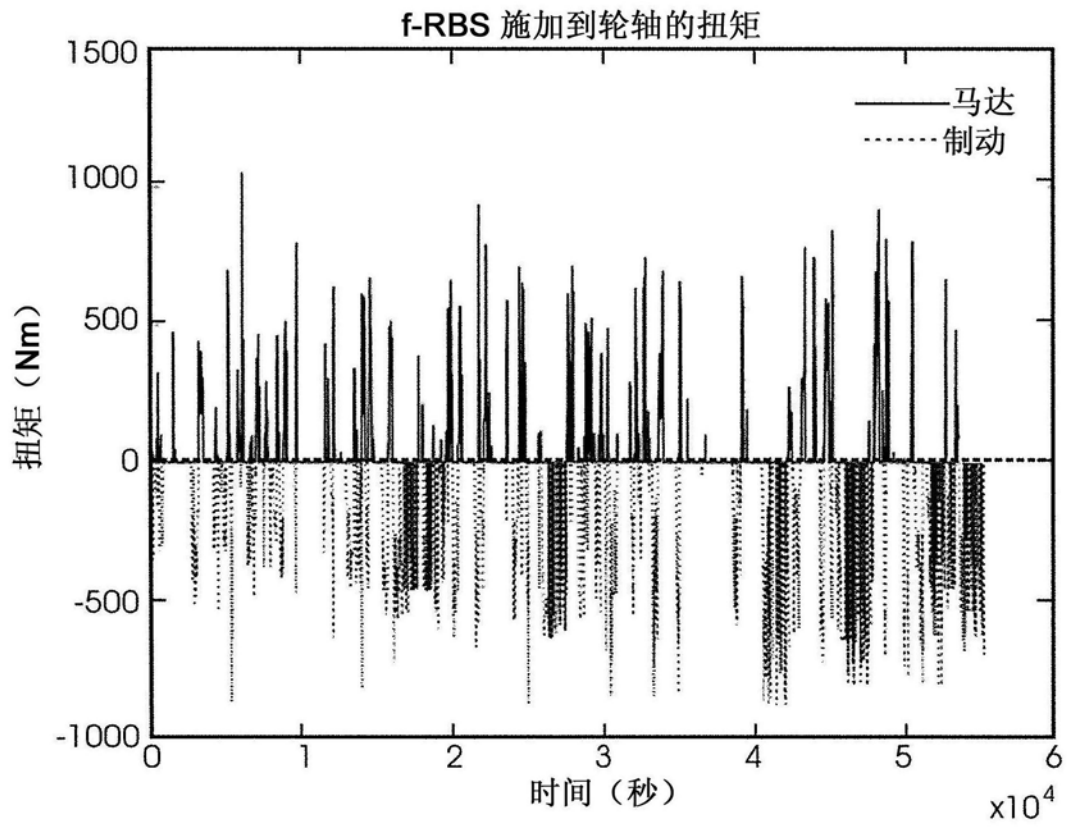


图10

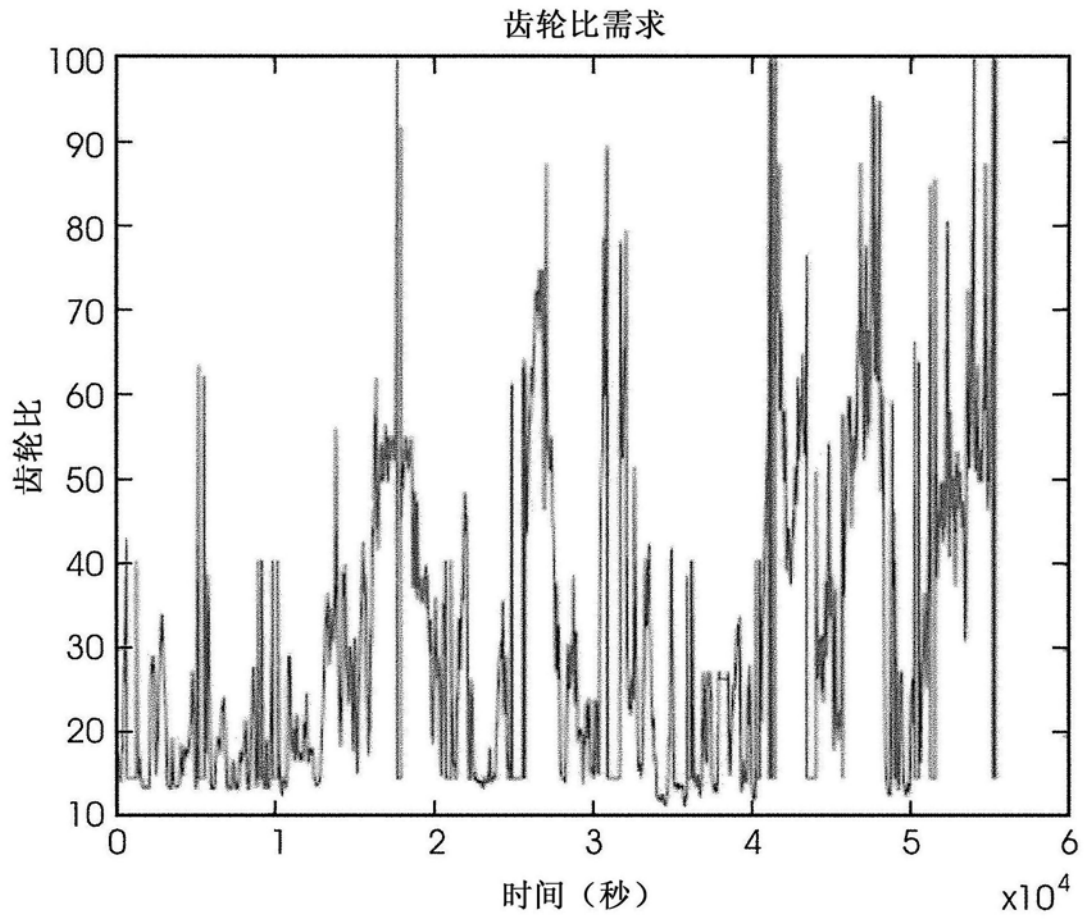


图11