



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107303784 B

(45)授权公告日 2020.03.13

(21)申请号 201710225571.9

(22)申请日 2017.04.07

(65)同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 107303784 A

(43)申请公布日 2017.10.31

(30)优先权数据  
15/136055 2016.04.22 US

(73)专利权人 通用汽车环球科技运作有限责任  
公司  
地址 美国密歇根州

(72)发明人 P·A·皮奥尔科夫斯基

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所  
11105

代理人 贺紫秋

(51)Int.Cl.

B60B 35/14(2006.01)

B60K 17/16(2006.01)

(56)对比文件

US 7425006 B2,2008.09.16,

US 2010216557 A1,2010.08.26,

US 5354237 A,1994.10.11,

US 2007267245 A1,2007.11.22,

US 2004011584 A1,2004.01.22,

US 4600072 A,1986.07.15,

审查员 栾绍刚

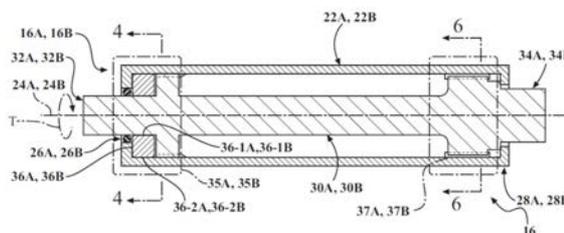
权利要求书2页 说明书6页 附图5页

(54)发明名称

具有两级刚度和侧向刚度偏差的车轴系统

(57)摘要

一种用于在机动车辆的传动系中传递扭矩的车轴系统,其包括第一和第二两级刚度车轴。每个车轴均包括中空缸体,其具有第一和第二端以及中空缸体刚度。车轴还包括内轴,其延伸穿过中空缸体,并且具有第一和第二端以及内轴刚度。内轴的和中空缸体的第一端经由转动间隙配合接合。内轴的和中空缸体的第二端转动地固定,以允许内轴的第一端能相对于内轴的第二端扭转。内轴的刚度限定车轴的第一级刚度,而内轴的和中空缸体的组合刚度限定车轴的第二级刚度。第一车轴的第一级和第二级刚度的至少一个与第二车轴的相应刚度不相似。



1. 一种用于在机动车辆的传动系中传递输入扭矩的车轴系统,所述车轴系统包括:

第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴;

其中,所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的每个均包括:

中空缸体,所述中空缸体由纵向轴线、第一端和远侧第二端所限定并且具有中空缸体刚度;以及

分别设置在所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴中的内轴,所述内轴沿着所述纵向轴线延伸穿过所述中空缸体并且由第一端和远侧第二端所限定,并且具有内轴刚度;

其中,所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的每个均配置成使得:

相应内轴的第一端经由转动间隙配合与相应中空缸体的第一端接合;

所述相应内轴的第二端转动地固定于所述相应中空缸体的第二端,以使得所述相应内轴的第一端将响应于所述输入扭矩而相对于所述相应内轴的第二端扭转预定角度;以及

所述内轴刚度限定所述车轴的第一级刚度,而所述内轴刚度与所述中空缸体刚度一起限定所述车轴的第二级刚度;以及

其中,所述第一两级刚度车轴的所述第一级刚度和所述第二级刚度的至少一个与所述第二两级刚度车轴的所述第一级刚度和所述第二级刚度的相应一个不相似。

2. 根据权利要求1所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴中的内轴的刚度与所述第二两级刚度车轴中的内轴的刚度不相似。

3. 根据权利要求1所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴包括的中空缸体是第一中空缸体,且所述第二两级刚度车轴包括的中空缸体是第二中空缸体,其中,所述第一中空缸体的刚度与所述第二中空缸体的刚度不相似。

4. 根据权利要求1所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的至少一个还包括第一阻尼元件,所述第一阻尼元件设置在相应内轴和所述中空缸体之间并且配置成经由所产生的阻尼来控制由所述车轴传递的所述输入扭矩,并且其中,所述第一阻尼元件配置成在所述第一级刚度和所述第二级刚度之间产生逐渐过渡。

5. 根据权利要求4所述的车轴系统,其中,当所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的每个包括相应的第一阻尼元件时,由所述第一两级刚度车轴中的内轴的所述第一阻尼元件产生的阻尼与由所述第二两级刚度车轴中的内轴的所述第一阻尼元件产生的阻尼不相似。

6. 根据权利要求4所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的至少一个配置成使得:

相应内轴的所述第一端包括第一外花键,而所述中空缸体的所述第一端包括第一内花键;以及

所述第一外花键经由在第一接口处的所述转动间隙配合与所述第一内花键接合。

7. 根据权利要求6所述的车轴系统,其中,

所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的至少一个还包括第二阻尼元件,所述第二阻尼元件设置在所述第一外花键和所述第一内花键之间;以及

所述第二阻尼元件是弹性体部件,所述弹性体部件占据所述转动间隙配合并且配置成经由所产生的阻尼来控制所述第一接口处由所述车轴传递的所述输入扭矩的变化。

8. 根据权利要求7所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴中设置的内轴是第一内轴,且所述第二两级刚度车轴中设置的内轴是第二内轴,其中当所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的每个包括相应的第二阻尼元件时,由所述第一内轴的所述第二阻尼元件产生的阻尼与由所述第二内轴的所述第二阻尼元件产生的阻尼不相似。

9. 根据权利要求4所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的至少一个配置成使得:

相应内轴的所述第二端包括第二外花键,而所述中空缸体的所述第二端包括第二内花键;以及

所述第二外花键在第二接口处压配到所述第二内花键中。

10. 根据权利要求1所述的车轴系统,其中,所述第一两级刚度车轴和所述第二两级刚度车轴的至少一个配置成使得所述内轴的第二端焊接于所述中空缸体的第二端。

## 具有两级刚度和侧向刚度偏差的车轴系统

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于在机动车辆中传递扭矩的具有两级刚度和侧向刚度偏差的车轴系统。

### 背景技术

[0002] 车轴或半轴是用于在车辆的传动系中传递来自动力系的转动和扭矩的机械部件。车轴通常用于将车辆差速器连接于从动轮。车轴上的负载主要是与发动机扭转振动重叠的发动机输出扭矩以及车辆惯性的结果。车轴通常配置成承受工作应力,同时限制附加的重量和惯性。车辆车轴通常包含一个或多个机械接头,其设计成允许驱动部件和从动部件之间的对准和/或距离变化。

### 发明内容

[0003] 用于在机动车辆的传动系中传递输入扭矩的车轴系统包括第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴。第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的每个均包括中空缸体,其由纵向轴线、第一端、远侧第二端所限定并且具有中空缸体刚度。第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的每个还包括内轴,其沿着纵向轴线延伸穿过中空缸体并且由第一端、远侧第二端所限定并且具有内轴刚度。

[0004] 第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的每个均配置成使得相应内轴的第一端经由旋转间隙配合与相应中空缸体的第一端接合。此外,在第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的每个中,相应内轴的第二端转动地固定于相应中空缸体的第二端,以使得内轴的第一端将响应于输入扭矩而相对于内轴的第二端扭转预定角度。内轴刚度限定车轴的第一级刚度,而内轴刚度与中空缸体刚度一起限定车轴的第二级刚度。第一车轴的第一级刚度和第二级刚度的至少一个与第二车轴的第一级刚度和第二级刚度的相应一个不相似,即分开的和不同的。因此,车轴系统在两个车轴之间具有刚度偏差或非对称刚度。

[0005] 第一内轴的刚度可与第二内轴的刚度不相似。具体地说,第一内轴的直径和/或材料可与第二内轴的直径和/或材料不相似。刚度差在主体内轴之间可能大于10%。

[0006] 第一中空缸体的刚度可与第二中空缸体的刚度不相似。具体地说,第一中空缸体的外直径、内直径和/或材料可与第二中空缸体的外直径、内直径和/或材料不相似。刚度差在主体中空缸体之间可能大于10%。

[0007] 第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的至少一个还可包括第一阻尼元件,其设置在内轴和中空缸体之间并且配置成经由所产生的阻尼来控制由车轴所传递的输入扭矩中的变化。换言之,第一阻尼元件可耗散由于输入扭矩中的变化而存储在内外轴和中空缸体之间的相对运动中的能量。第一阻尼元件还可产生第一级刚度和第二级刚度之间的逐渐过渡。

[0008] 当第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的每个包括相应的第一阻尼元件时,由第一内轴的第一阻尼元件产生的阻尼可与由第二内轴的第一阻尼元件产生的阻尼不相似。

[0009] 第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的至少一个可配置成使得内轴的第一端包括第一外花键,而中空缸体的第一端包括第一内花键。在此种情形中,第一外花键可经由在第一接口处的转动间隙配合与第一内花键接合。

[0010] 第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的至少一个还可包括第二阻尼元件,其设置在第一外花键和第一内花键之间。在此种情形中,第二阻尼元件可以是弹性体部件,其占据转动间隙配合并且配置成经由所产生的阻尼来控制第一接口处由车轴传递的输入扭矩的变化。

[0011] 当第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的每个包括相应的第二阻尼元件时,由第一内轴的第二阻尼元件产生的阻尼可与由第二内轴的第二阻尼元件产生的阻尼不相似。

[0012] 第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的至少一个可配置成使得内轴的第二端包括第二外花键,而中空缸体的第二端包括第二内花键。在此种情形中,第二外花键可在第二接口处压配到第二内花键中。

[0013] 第一两级刚度车轴和第二两级刚度车轴的至少一个还可配置成使得内轴的第二端焊接于中空缸体的第二端。

[0014] 还公开一种采用差速器的机动车辆传动系,其可操作地连接于此种车轴系统。

[0015] 本发明的上述特征和优点以及其它特征和优点将在结合附图和所附权利要求时、对用于执行所描述的本发明的实施例和最佳模式的以下详细描述中显而易见。

## 附图说明

[0016] 图1是根据本发明的机动车辆传动系的示意图示,其包括采用两级刚度车轴的车轴系统。

[0017] 图2是图1中示出的代表性两级刚度车轴的实施例的示意放大截面图示,该车轴具有内轴,该内轴在第一和第二接口处延伸穿过中空缸体并接合该中空缸体。

[0018] 图3是图1中示出的代表性两级刚度车轴的另一实施例的示意放大截面图示,该车轴具有内轴,该内轴在第一和第二接口处延伸穿过中空缸体并接合该中空缸体。

[0019] 图4是通过图2和3中示出的代表性两级刚度车轴中的内轴和中空缸体之间的第一接口的截面的实施例的示意放大图示。

[0020] 图5是通过图2和3中示出的第一接口的截面的另一实施例的示意放大图示。

[0021] 图6是通过图2中示出的代表性两级刚度车轴中的内轴和中空缸体之间的第二接口的截面的示意放大图示。

[0022] 图7是针对图1中示出的第一和第二两级刚度车轴的扭转角度相对于输入扭矩的图表。

[0023] 图8是说明在典型动力跳跃条件下来自图1中示出的车轴系统的相应两级刚度车轴的不对称扭转响应的图表。

## 具体实施方式

[0024] 参照附图,其中类似的附图标记指代类似的部件,图1示出机动车辆10的示意图,该机动车辆包括适合于推进车辆的传动系。传动系包括动力设备12、变速器14并且包括两级刚度车轴系统16,用以将引导通过变速器并且由差速器20接收的动力设备扭矩T传递至

第一从动道路车轮18A和第二从动道路车轮18B。动力设备12可以是内燃机、电动机、燃料电池或上述的任何组合。

[0025] 两级刚度车轴系统16包括第一车轴16A和第二车轴16B。虽然第一车轴16A在差速器20的特定一侧上示出并且第二车轴16B在该差速器的相对一侧上示出,但并不排除两个车轴的定位在车辆10中切换以实现下文将描述的期望结果。差速器20配置成接收动力设备扭矩T并且将此种扭矩分配到第一车轴16A和第二车轴16B中用以推进车辆10。这样,车轴系统16可操作地连接于第一和第二道路车轮18A、18B并且配置成将来自差速器20的扭矩T传递至该第一和第二道路车轮。具体地说,第一车轴16A接收扭矩T的一部分并将该扭矩部分传递至第一驱动道路车轮18A,而第二车轴16B接收扭矩T的另一部分并且将该另一扭矩部分传递至第二道路车轮18B。

[0026] 如图2和3中所示,车轴16A和16B的每个配置成控制、即吸收、过滤和/或衰减动力设备扭矩T中的变化,并且包括相应的中空缸体22A、22B。每个中空缸体22A、22B均由相应的纵向轴线24A、24B、第一端26A、26B和远侧第二端28A、28B限定。每个中空缸体22A和22B还具有中空缸体刚度。一般而言,如本领域技术人员所理解的那样,刚度或刚性是特定物体抵抗响应于所施加的力而变形的程度,并且在国际单位制中,通常以牛顿每米(N/m)测量。车轴16A和16B的每个还包括各个内轴30A、30B,其沿着相应纵向轴线24A、24B延伸穿过相应的中空缸体22A、22B。

[0027] 每个内轴30A、30B均由相应的第一端32A、32B、远侧第二端34A、34B所限定并且具有内轴刚度。附加地,每个内轴30A、30B均可具有可选的中空配置。在每个相应的车轴16A和16B中,内轴30A、30B的第一端32A、32B经由相应的转动间隙配合33A、33B(在图4中示出)在相应的第一接口35A、35B处与中空缸体22A、22B的第一端26A、26B接合。如图7中所示,内轴30A的刚度限定车轴16A的相应第一级刚度或弹簧系数S1A,而内轴30B的刚度限定车轴16B的相应第一级刚度或弹簧系数S1B。附加地,同样如图7中所示,内轴30A和中空缸体22A的组合刚度限定车轴16A的第二级刚度或弹簧系数S2A,而内轴30B和中空缸体22B的组合刚度限定车轴16B的第二级刚度或弹簧系数S2B。

[0028] 如图所示,内轴30A、30B的每个第二端34A、34B可转动地固定于中空缸体22A、22B的相应第二端28A、28B。内轴30A、30B与中空缸体22A、22B在相应的第二端34A、34B和28A、28B处的固定连接便于内轴30响应于经由差速器20传递的充足大小的所接收输入动力设备扭矩T而扭转、即第一端32A、32B相对于相应的第二端34A、34B的角位移。每个内轴30A、30B的最大扭转由相应内轴30A、30B的第一端32A、32B和26A、26B和中空缸体22A、22B之间的转动间隙配合33A、33B所限定,并且限制为预定角度 $\theta$ (图7中示出)。中空缸体22A、22B和内轴30A、30B的每个可由诸如铝或钢之类的高强度可成形材料构成,并且利用诸如碳纤维之类的材料强化来实现附加的刚度。因此,在相应的内轴30A、30B经历由合适的转动间隙配合33A、33B所限定的最大扭转之后,获得相应车轴16A和车轴16B的第二级刚度S2A和S2B。

[0029] 在车辆10的操作期间,由差速器20分配在第一车轴16A和第二车轴16B之间的动力设备扭矩T会产生称为“车轮跳跃”或“动力跳跃”的不期望现象。一般而言,车轮跳跃或动力跳跃是车辆在车辆加速期间由于道路车轮快速地连续损失和重新获得牵引力而产生的谐振或抖动。通过构成具有不同刚度的第一车轴16A和第二车轴16B,车轮跳跃可以最小。如图8中所示,两级刚度车轴16A的扭转响应相对于两级刚度车轴16B的扭转响应是异相的。由于

从每个车轴16A和16B输入到车辆10的传动系和总体结构的能量是附加的,因而此种异相状况限制了在动力跳跃期间由车辆传动系和结构所吸收的总能量的幅度。因此,主体异相状况还衰减了由车辆10的乘客所感知的动力跳跃。

[0030] 为了使得上文所描述的动力跳跃的发生和/或大小最小,第一车轴16A的第一级刚度S1A和二级刚度S2A的至少一个与第二车轴16B的相应第一级刚度S1B和二级刚度S2B不相似。第一和第二车轴16A、16B的此种不相似构造为车轴系统16在车辆10中提供侧向刚度偏差。具体地说,第一内轴30A的刚度可与第二内轴30B的刚度不相似,即具有不同的回弹率。为了在第一和第二内轴30A、30B的相应刚度之间实现合适的相似性,主体刚度的差可大于10%。为了在第一和第二内轴30A、30B之间的主体刚度中实现期望的差,可特定地选择相应内轴的外直径和/或材料。在将可选的中空构造用于内轴30A、30B的任一者的情况下,可改变主体轴的内直径以调节其刚度并且在第一和第二内轴30A、30B之间的主体刚度中实现期望的差。

[0031] 类似地,为了在第一车轴16A的二级刚度S2A和第二车轴16B的二级刚度S2B之间进行适当地区分来减小动力跳跃,第一中空缸体22A和第二中空缸体22B可配置成具有不相似的回弹率。换言之,第一中空缸体22A的刚度可与第二中空缸体22B的刚度不相似。主体刚度中的差可大于10%。为了在主体刚度中实现期望的差,可特定地选择相应中空缸体22A、22B的外直径、内直径和/或材料。

[0032] 例如在图4中说明的截面4-4和图5中说明的截面5-5中所示,内轴30A、30B的每个第一端32A、32B可包括第一外花键30-1A、30-1B,而中空缸体22的第一端26可包括第一内花键22-1A、22-1B。如图所示,内轴30A、30B的第一外花键30-1A、30-1B和中空缸体22A、22B的相应第一内花键22-1A、22-1B接合,以使得在每种情形中均在它们之间建立预定量的游隙。因此,在相应第一端32A、32B和26A、26B处的转动间隙配合33A和33B可经由第一外花键30-1A、30-1B和第一内花键22-1A、22-1B之间的接合中的游隙来建立,以使得将相应内轴30A、30B的最大扭转限制为预定角度 $\theta$ 。转动间隙配合33A、33B的特定位置可根据驱动扭矩、即正方向上的扭矩T和滑动扭矩、即反方向上的扭矩T的每个扭矩、而在相应第一外花键30-1A、30-1B和第一内花键22-1A、22-1B的相邻面、即花键接合的侧面之间建立。转动间隙配合33A、33B的分配在花键30-1A、30-1B和22-1A、22-1B的接合的驱动侧和滑动侧之间的这些特定部分可特定地经由数字计算和/或经验分析而针对第一车轴16A和第二车轴16B建立,而预定角度 $\theta$ 指示整个间隙配合33A、33B,例如可在图7中观察到。

[0033] 在第一和第二车轴16A、16B的每个中,相应的第一阻尼元件36A、36B可设置在内轴30A、30B和相应的中空缸体22A、22B之间。每个第一阻尼元件36A、36B均配置成经由所产生的阻尼来控制由相应的第一和第二车轴16A、16B传递的输入扭矩T中的变化。换言之,第一阻尼元件36A、36B耗散由于输入扭矩T中的变化而存储在内轴30A、30B和相应的中空缸体22A、22B之间的相对运动、即振荡中的能量。附加地,第一阻尼元件36A、36B配置成产生逐渐平移,换言之第一级刚度S1A、S1B和二级刚度S2A、S2B之间的平滑过渡48A、48B,这将在下文进行详细地描述。如图2中所示,每个第一阻尼元件36A、36B均可配置成弹性体部件,例如由具有相应内部滞后性46A、46B的特定配置的橡胶化合物定形或模制而成。如图所示,每个第一阻尼元件36A、36B均具有相应的内直径36-1A、36-1B和外直径36-2A、36-2B。为了实现和维持中空缸体22A、22B、弹性体第一阻尼元件36A、36B以及内轴30A、30B之间的预置连接,

第一阻尼元件可在内直径36-1A、36-1B处粘结至相应的内轴并且在外直径36-2A、36-2B处粘结至中空缸体。

[0034] 每个弹性体第一阻尼元件36A、36B的内部滞后性46A、46B是由于主体材料的内部摩擦而耗散的能量,并且通常示作图7中力与延伸度曲线的中心区域。因此,弹性体第一阻尼元件36A、36B可实现弹性和阻尼的双重功能,因为主体材料的突出滞后性并不在回弹时返回所有所吸收的压缩能量。附加地,弹性滞后性可例如取决于加载率,与缓慢地进行加载和卸载相比,当快速地进行加载和卸载时,弹性滞后性可能在弹性体中更为突出。

[0035] 在图5中示出的单独实施例中,第一阻尼元件36A和/或36B可配置成摩擦部件。可对摩擦部件第一阻尼元件36A、36B进行预加载,以在内轴30A、30B和相应的中空缸体22A、22B之间产生摩擦力,并且由此提供合适的摩擦滞后性(在图7中示出)46A、46B和阻尼,以控制特定内轴和中空缸体之间的振荡。如图所示,摩擦部件第一阻尼元件36A、36B可经由诸如弹簧之类的弹性元件44设置在中空缸体22A、22B内部。第一阻尼元件36A、36B的摩擦部件实施例可配置成串联设置的一个或多个摩擦垫圈。每个此种摩擦垫圈均可由石墨或者能够在车辆10的宽范围的操作条件下、提供稳定的摩擦特征的任何其它合适材料构成。

[0036] 在第一两级刚度车轴16A和第二两级刚度车轴16B均包括相应的第一阻尼元件36A、36B的实施例中,由第一内轴30A的所选择第一阻尼元件36A所产生的阻尼可与由第二内轴30B的所选择第一阻尼元件36B所产生的阻尼不相似。因此,特定地针对第一阻尼元件36A、36B所选择的不同特征可用于附加地影响车轴系统16相对于最小动力跳跃的响应。

[0037] 附加地,例如在图5中说明的截面5-5中所示,第二阻尼元件38A、38B可设置在第一外花键30-1A、30-1B和相应的第一内花键22-1A、22-1B之间,并且配置成经由所产生的阻尼来控制第一接口35A、35B处由特定的车轴16A或16B所传递的输入扭矩T中的变化。第二阻尼元件38A、38B可以是弹性体部件,例如由类似于第一阻尼元件36A、36B的弹性体实施例的材料成形或模制而成。第二阻尼元件38A、38B可转矩相应的转动间隙配合33A、33B,并且此外,充填或占用由主体转动间隙配合所限定的整个开口。由第一和/或第二阻尼元件36A、36B和38A、38B提供的阻尼意图具有控制的效果,例如减小或限制内轴30A、30B相对于中空缸体22A、22B在相应的第一车轴16A和第二车轴16B内的扭转振荡。此种阻尼通过耗散存储在主体振荡中的能量而产生。

[0038] 在第一两级刚度车轴16A和第二两级刚度车轴16B均包括相应的第二阻尼元件38A、38B的实施例中,由第一内轴30A的所选择第二阻尼元件38A产生的阻尼可与由第二内轴30B的所选择第二阻尼元件38B产生的阻尼不相似。因此,特定地针对第二阻尼元件38A、38B所选择的不同特征可用于附加地影响车轴系统16相对于最小动力跳跃的响应。

[0039] 例如图6中说明的截面6-6中所示,内轴30A、30B的第二端34A、34B可包括相应的第二外花键30-2A、30-2B,并且中空缸体22A、22B的第二端28A、28B可包括第二内花键22-2A、22-2B。每个第二外花键30-2A、30-2B均可在相应的第二接口37A、37B处压配到第二内花键22-2A、22-2B中,以由此建立第二端34A、34B与第二端28A、28B的转动地固定连接。第二接口37A、37B的替代构造可包括内轴30A、30B的第二端34A、34B焊接于中空缸体22A、22B的第二端28A、28B,而不管是否采用第二内花键和外花键22-2A、22-2B和30-2A、30-2B。

[0040] 因此,可采用第一阻尼元件36的弹性体和摩擦部件实施例的每个用以合适的相应滞后性46A、46B,从而当输入扭矩T由相应车轴16A、16B的第一级刚度S1A、S1A过滤过预定角

度 $\theta$ 时的一致阻尼。第一级刚度S1A和S1B和摩擦阻尼一起配置成衰减需由相应的第一和第二车轴16A、16B所传递输入动力设备扭矩T中的变化,并且由此减小车辆10的传动系中的潜在振动。第一级刚度S1A、S1B与附带的摩擦阻尼组合的主要意图是提供对动力设备扭矩T中高幅度和低频率振荡(例如,可能在车辆行驶状况期间遭遇到)的有效过滤。

[0041] 另一方面,第二级刚度S2A、S2B意图在高的动力设备扭矩T下、例如在节气门全开时对于车辆加速提供减小的车轴16A、16B顺应性。此外,如图7中所示,第一级刚度S1A、S1B和第二级刚度S2A、S2B之间的过渡48通过由相应滞后性46A或46B提供的阻尼来控制,该滞后性经由上述任一实施例的第一阻尼元件36A、36B提供。如上所述,滞后性46A、46B主要意图在车轴16A、16B以第一级(即,刚度为S1A、S1B)操作时减小振荡幅度,而这可能在高幅度的瞬间操纵期间发生。

[0042] 第一级刚度S1A、S1B和第二级刚度S2A、S2B之间的过渡48意图便于控制瞬时扭矩振荡,该瞬时扭矩振荡可能在各种车辆操作期间、车辆10的操作在驱动扭矩和滑动扭矩之间切换而发生。例如,此种瞬态扭矩振荡可能在由驱动轴传递的扭矩方向从驱动车辆10的发动机扭矩T切换成反向驱动传动系和产生发动机制动的车辆惯性时产生。附加地,主体瞬态扭矩振荡可能由于在发动机缸体的其中一些缸体停用的情形下、例如如果为了提高燃料效率而停用四缸发动机中的两个缸体的话、由发动机产生的增大扭转振动而产生。

[0043] 因此,两级刚度车轴系统16在两个车轴16A和16B之间提供不对称的刚度或侧向刚度偏差。此种测量刚度偏差、连同在两个车轴16A、16B中提供的不相似阻尼意图控制车轴系统16对于在车辆10的操作期间来自动力设备12的扭矩输入T的不期望响应、例如动力跳跃,这例如图8中所示。具体地说,图8中的图表说明在典型动力跳跃条件下来自相应两级刚度车轴16A、16B的不对称扭转响应。

[0044] 详细描述和视图或附图是对本发明的支持和描述,但本发明的范围仅仅由权利要求所限定。虽然已详细地描述了用于执行所要求保护的本发明的其中一些最佳模式和其它实施例,但存在用于实践限定在所附权利要求中的本发明的各种替代设计和实施例。此外,视图中示出实施例或者本文说明书中提及的各种实施例的特征并非必须被理解成彼此独立的实施例。而是,在实施例的其中一个示例中描述的每个特征均能与来自其它实施例的一个或多个其它期望特征相组合,从而产生并未用文字或者参照附图所描述的其它实施例。因此,这些其他实施例落在所附权利要求的范围的框架内。

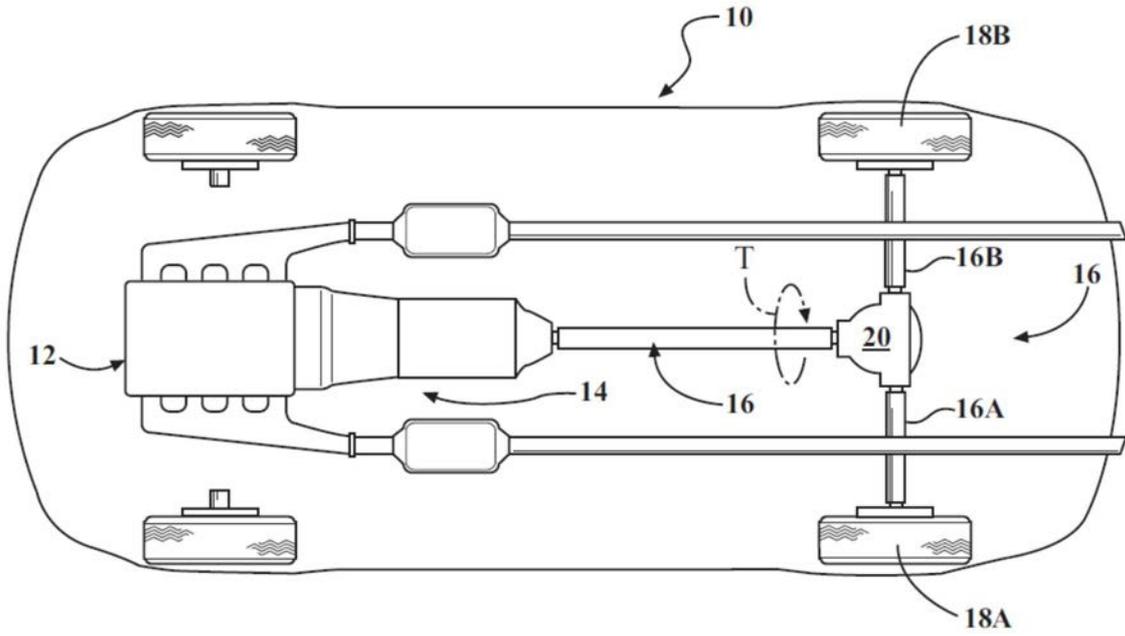


图1

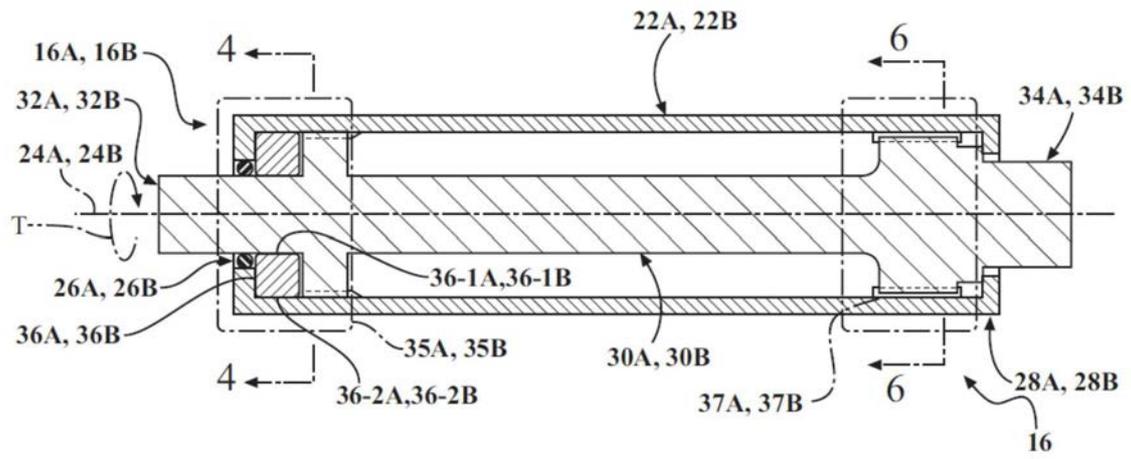


图2

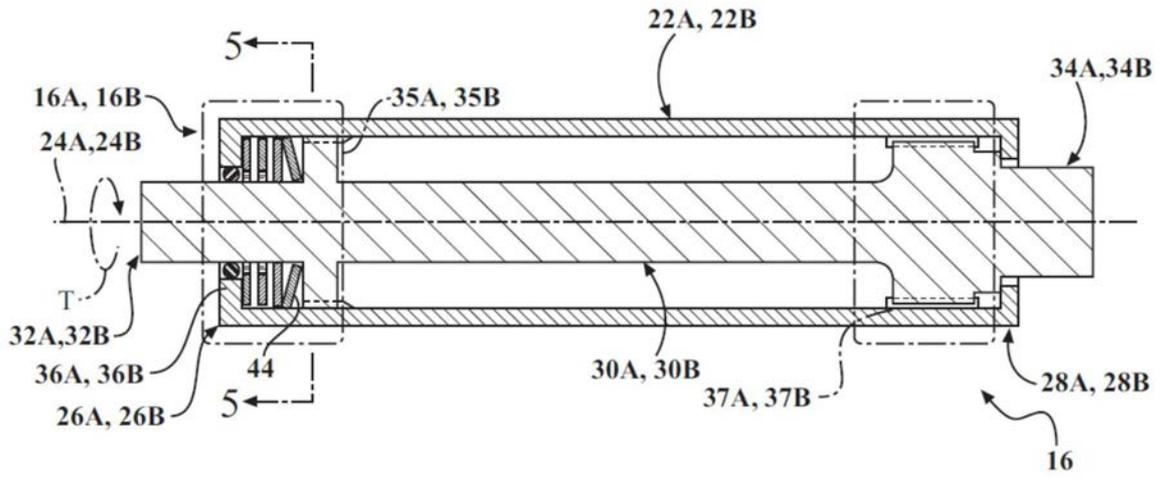


图3

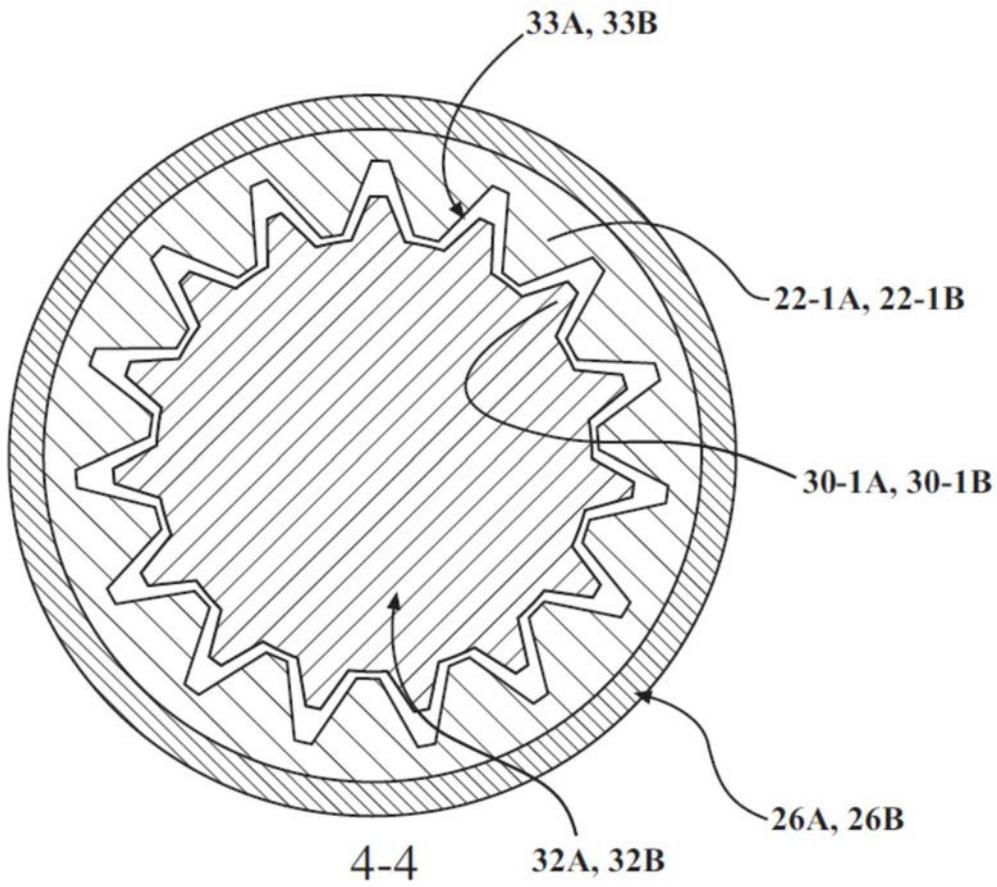


图4

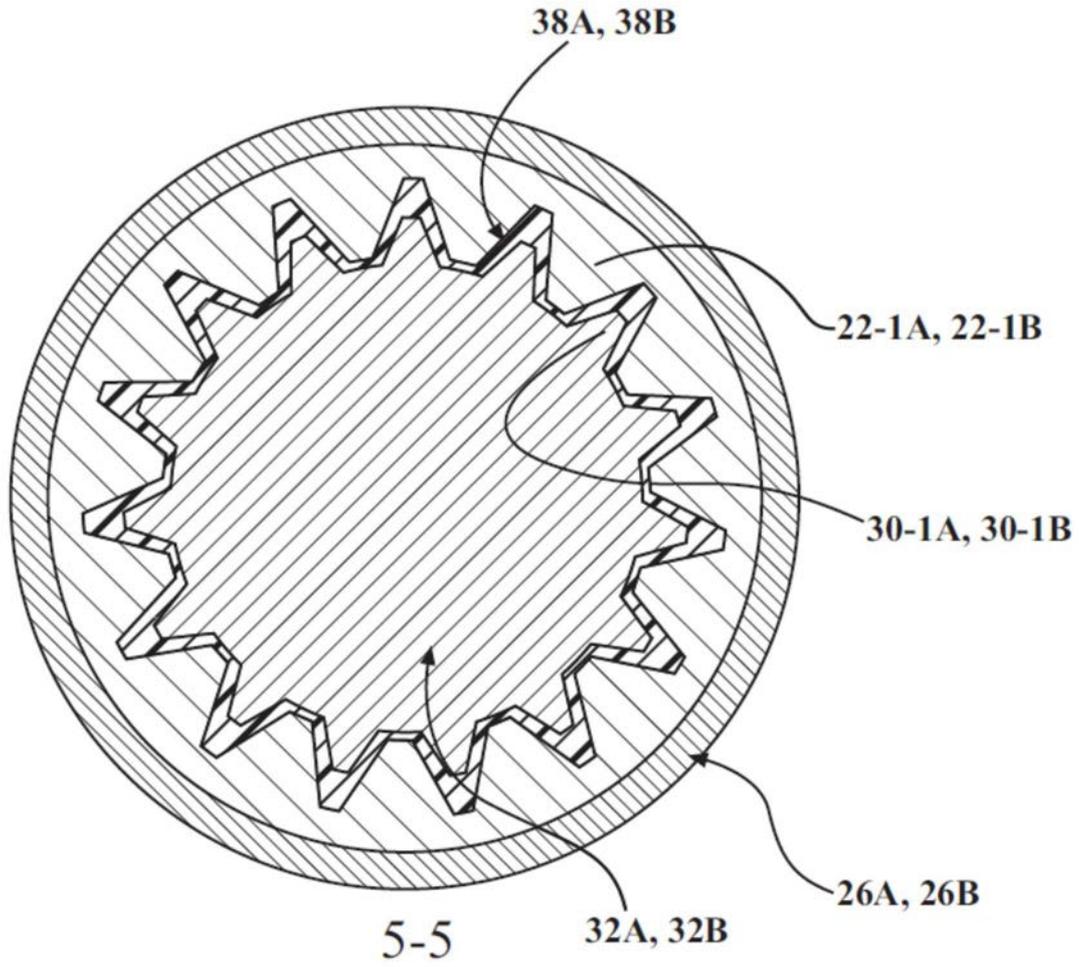


图5

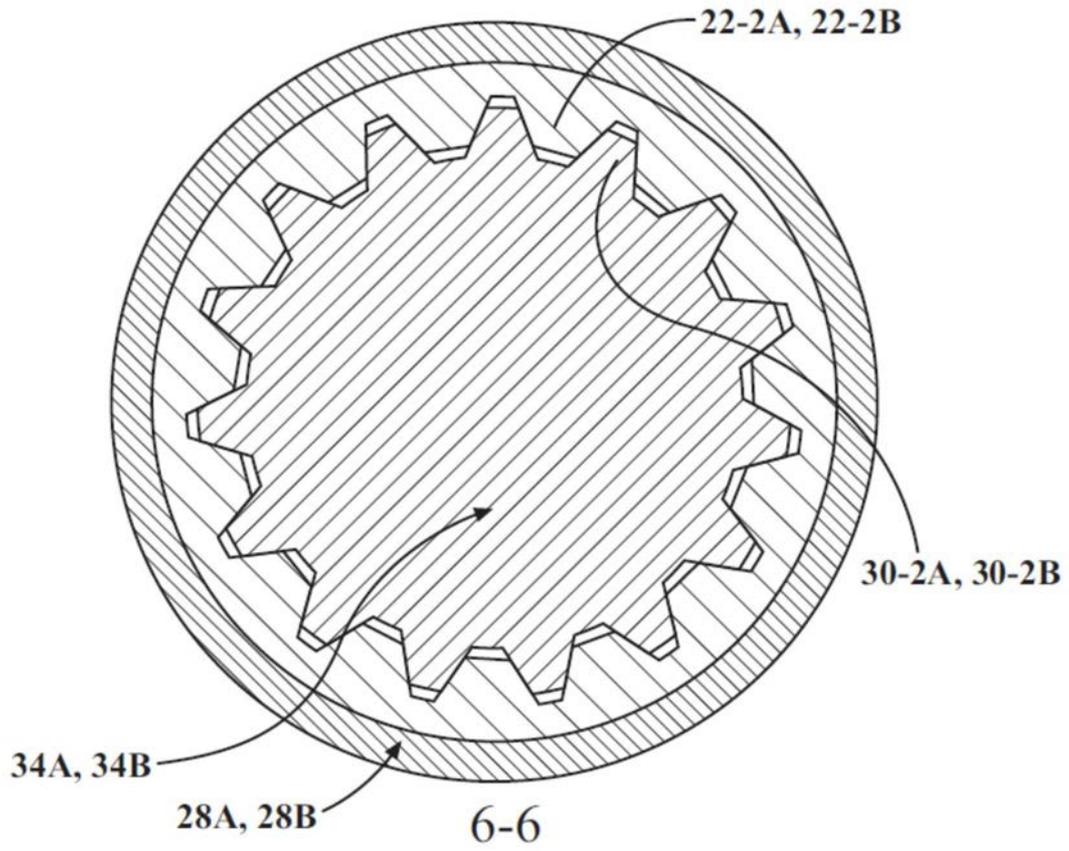


图6

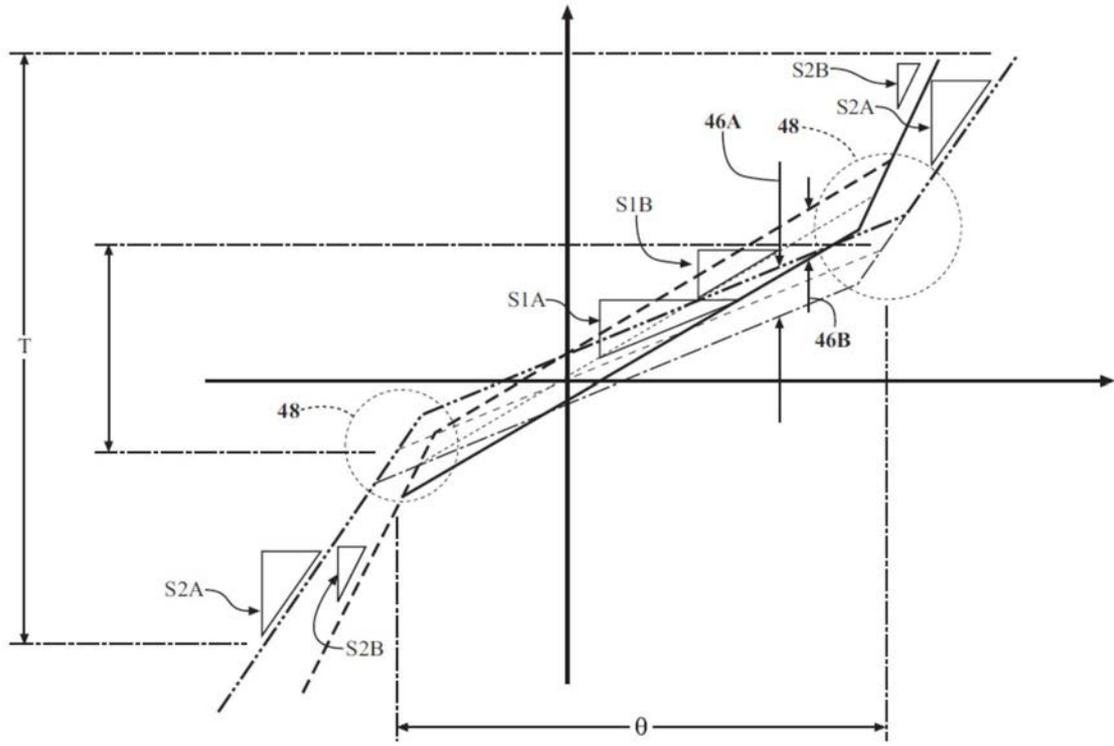


图7

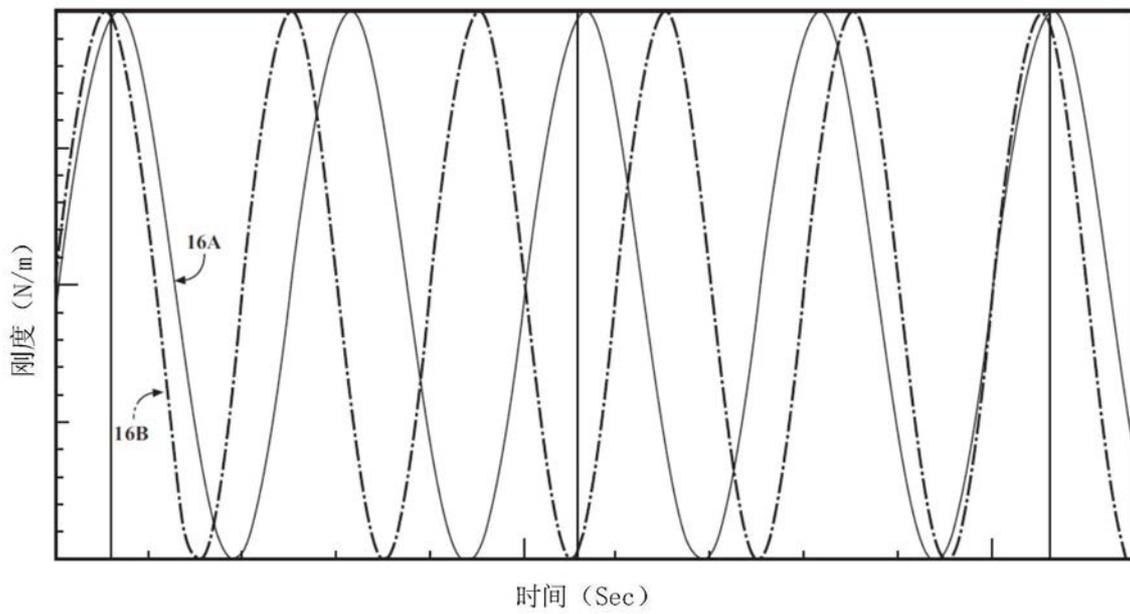


图8