



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102174949 B

(45) 授权公告日 2012. 10. 31

(21) 申请号 201110060767. X

CN 201615176 U, 2010. 10. 27,

(22) 申请日 2011. 03. 14

DE 3805666 A1, 1989. 09. 07,

(73) 专利权人 重庆大学

审查员 于辉

地址 400044 重庆市沙坪坝区沙正街 174 号

(72) 发明人 龚宪生 杨俊杰 廉超 徐红亮
张干清

(74) 专利代理机构 重庆博凯知识产权代理有限公司 50212

代理人 张先芸 梁展湖

(51) Int. Cl.

F16F 15/121 (2006. 01)

(56) 对比文件

EP 1626197 A1, 2006. 02. 15,

WO 03/027534 A1, 2003. 04. 03,

US 5681221 A, 1997. 10. 28,

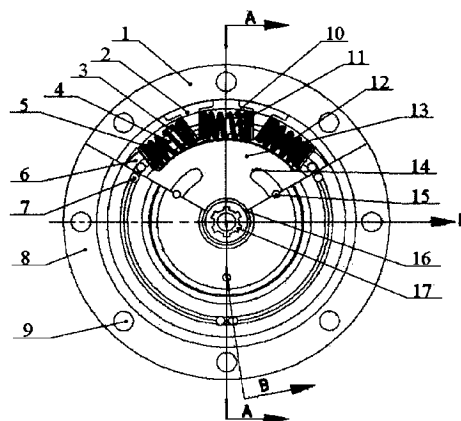
权利要求书 1 页 说明书 7 页 附图 6 页

(54) 发明名称

轴系扭振减振器

(57) 摘要

本发明公开了一种轴系扭振减振器,它主要包括主动端、从动端和弹性机构。主动端包括外壳一、外壳二、驱动块及止动销,从动盘与从动系统通过内花键联接在一起,称为从动端,其中主动端通过滑动轴承支承在从动端上,两部分可以实现相对转动,主、从动端之间连接有弹性机构,弹性机构中的缓冲减振弹性元件不是传统的单股螺旋弹簧,而是由多股簧单元组成。本发明采用多股簧单元作为轴系扭振减振器的缓冲减振元件,消除了目前广泛应用的扭振减振器中存在的刚度跃变现象,使扭振减振器具有更加优良的缓冲减振效果。另外,该新型扭振减振器具有结构简单、工作寿命长、传递效率高以及能够传递大扭矩的特点,从而能够在轴系中被广泛采用。



1. 一种轴系扭振减振器,包括主动端、从动端和弹性机构,其特征在于,所述主动端包括对合连接成空腔盘状体的外壳一(1)和外壳二(8);所述从动端包括同轴设置于外壳一(1)和外壳二(8)的腔室内的从动盘(13);主动端通过滑动轴承(16)可转动地支承在从动端上;所述从动盘(13)轴心处具有从动系统连接孔,主动端上对应从动系统连接孔设置有匹配的开孔;所述从动盘(13)周边外侧至主动端空腔内周壁之间具有用于安装弹性机构的环形的弹簧室(3),弹簧室(3)内均布设置有三组固定在主动端上的驱动块(6),每组驱动块包括两个对称且间隔设置的驱动块(6),其间隔内具有一个由从动盘(13)上延伸出的凸起部分;所述弹性机构包括由三组驱动块(6)隔开的三组组合弹簧,每组组合弹簧包括刚度依次增大的三个多股簧单元,分别为一级多股簧单元(5)、二级多股簧单元(10)和三级多股簧单元(12);三个多股簧单元之间通过两个滑块(2)隔开,所述一级多股簧单元(5)内部套接有导杆一(4),所述二级多股簧单元(10)内部套接有导杆二(11),所述导杆一(4)和导杆二(11)的长度分别小于一级多股簧单元(5)和二级多股簧单元(10)的长度;所述从动盘(13)上还均布设置有三个弧形的滑孔,滑孔内具有两端固定在外壳一(1)和外壳二(8)上的止动销(15),所述滑孔两端半圆弧面为滑孔极限位置(14),当主动端和从动端相对转动使得止动销(15)由初始位置滑动至滑孔极限位置时,所述三组组合弹簧被压缩至最大工作变形状态。

2. 如权利要求1所述的轴系扭振减振器,其特征在于,所述多股簧单元为将相应的多股簧两端头簧圈进行并圈后再分别焊接一个刚性垫圈(20)所形成的构件;所述一级多股簧单元和二级多股簧单元中只有一个多股簧,而且它们的右端刚性垫圈(20)均开有通孔,通孔直径与对应的导杆一(4)和导杆二(11)直径匹配,从而方便装配;三级多股簧单元由两个旋向相反的多股簧套接并联而成,且三级多股簧两端焊接的刚性垫圈(20)无通孔。

3. 如权利要求1或2所述的轴系扭振减振器,其特征在于,所述外壳一(1)或外壳二(8)的内表面还通过所述止动销(15)固定设置有摩擦盘(18),当主动端相对从动端转动时,摩擦盘(18)与从动盘(13)之间形成起阻尼作用的摩擦,抑制共振扭振幅值。

轴系扭振减振器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种轴系扭振减振器,它安装在轴系传动系中的动力驱动系统与从动系统之间,用于较为彻底地衰减轴系中过大的扭振和冲击幅值,并且抑制轴系共振区的共振振幅和传递大的扭矩。

背景技术

[0002] 本发明所涉及的轴系扭振减振器的弹性机构与周向短直弹簧双质量飞轮 (Dual Mass Flywheel-Circum ferential Short Spring, DMF-CSS) 的弹性机构较为相似,即采用组合弹簧来实现长弧形弹簧的功能,并具有良好的非线性特性,能够实现减振器弹性特性的分级,DMF-CSS 弹性机构中的缓冲减振元件为单股螺旋弹簧 (单股簧)。

[0003] 为了保证传递足够大的转矩,DMF-CSS 的弹性机构由 2 组组合弹簧组成,布置在第一质量和弹簧盖盘形成的弹簧室内,由驱动盘将这 2 组组合弹簧并联起来。每组组合弹簧由分布半径相同的 5 个直螺旋弹簧,借助于滑块和弹簧帽串联而成,各组组合弹簧中对应零件的结构参数和布置参数相同。组合弹簧中的弹簧帽和滑块是弹性机构组件中的重要零件,它们是组合弹簧的滑动支架和导向件,同时起限位作用,实现了用直螺旋弹簧沿圆周方向传递力的功能,使得每个组合弹簧相当于一个长弧形弹簧;此外,弹簧帽和滑块既可以防止弹簧与第一质量直接接触,又可限制每个弹簧的最大变形量,是实现减振器弹性特性分级的必要条件。具体而言,当减振器扭转角增大到使第一级弹簧两侧的滑块和弹簧帽相接触时,该级弹簧不再变形。此时组合弹簧的总刚度由初始条件下所有弹簧的串联刚度转变为其余弹簧的串联刚度,则减振器总扭转刚度增大,由此实现扭振减振器弹性特性的分级。

[0004] 因此,这种 DMF-CSS 型扭振减振器的弹性特性分级取决于各级弹簧的线刚度相对大小。以车辆轴系运行工况为研究对象,由于其运行工况十分复杂,单级弹性特性曲线不能满足各种工况下的缓冲减振要求,则将 DMF-CSS 型扭振减振器各弹簧刚度设计不同,便可获得良好的非线性特性 (多级弹性特性),如图 1 所示。这样既能满足怠速时小扭转刚度以降低系统固有频率的需要,又能满足行驶工况时大扭转刚度以传递大扭矩的需要。但是实践证明,扭转刚度发生突然变化会引起变速箱齿轮啮合时产生冲击载荷和噪声,即所谓的刚度跃变现象。研究表明,车辆怠速工况是易发生刚度跃变的典型工况,而怠速又是人们最为关注的工况,此外,目前广泛应用的周向长弧形螺旋弹簧双质量飞轮 (Dual Mass Flywheel-Circum ferential Spring, DMF-CS) 虽然能够满足各种不同工况下的缓冲减振隔振要求,但是在分级时也会出现刚度跃变现象,因此消除这种刚度跃变现象具有重要的实际意义。

[0005] 目前能够实现无刚度跃变现象 (也称为硬非线性弹性特性) 的扭振减振器只有径向弹簧双质量飞轮扭振减振器 (Dual Mass Flywheel-Radial Spring, DMF-RS) 和四连杆-弹性机构型扭振减振器 (Dual Mass Flywheel-Quadrangle Spring DMF-QS)。但是它们也存在不可忽略的缺点,其中 DMF-RS 由于受到径向尺寸空间的限制,直弹簧有效圈数较少,最大传递扭矩有限,只能与小扭矩发动机相匹配,其使用范围受到限制;而 DMF-QS 的结

构比较复杂,并且加工制造成本较高,因此也难以被广泛采用。

发明内容

[0006] 针对上述现有技术的不足,本发明要解决的技术问题是:提供一种能够消除刚度跃变现象,具有优良的缓冲减振降噪效果的轴系扭振减振器。

[0007] 为了解决上述技术问题,本发明中采用了如下的技术方案:

[0008] 一种轴系扭振减振器,包括主动端、从动端和弹性机构,其特点在于,所述主动端包括对合连接成空腔盘状体的外壳一和外壳二;所述从动端包括同轴设置于外壳一和外壳二的腔室内的从动盘;主动端通过滑动轴承可转动地支承在从动端上;所述从动盘轴心处具有从动系统连接孔,主动端上对应从动系统连接孔设置有匹配的开孔;所述从动盘周边外侧至主动端空腔内周壁之间具有用于安装弹性机构的环形的弹簧室,弹簧室内均布设置有三组固定在主动端上的驱动块,每组驱动块包括两个对称且间隔设置的驱动块,其间隔内具有一个由从动盘上延伸出的凸起部分;所述弹性机构包括由三组驱动块隔开的三组组合弹簧,每组组合弹簧包括刚度依次增大的三个多股簧单元,分别为一级多股簧单元、二级多股簧单元和三级多股簧单元;三个多股簧单元之间通过两个滑块隔开,所述一级多股簧单元内部套接有导杆一,所述二级多股簧单元内部套接有导杆二,所述导杆一和导杆二的长度分别小于一级多股簧单元和二级多股簧单元的长度;所述从动盘上还均布设置有三个弧形的滑孔,滑孔内具有两端固定在外壳一和外壳二上的止动销,所述滑孔两端半圆弧面为滑孔极限位置,当主动端和从动端相对转动使得止动销由初始位置滑动至滑孔极限位置时,所述三组组合弹簧被压缩至最大工作变形状态。

[0009] 本发明的关键构思为:用多股簧单元替代弹性机构中的单股螺旋弹簧来作为缓冲减振弹性元件。由于多股簧的各股钢丝在压缩变形过程中相互摩擦和耦合,可以吸收能量,具有抗冲击性能好,强度高,吸振缓冲减振效果好等特点,因此当轴系的动载荷增加时,可以使小扭转刚度平稳过渡到大扭转刚度,因此避免了刚度跃变现象的出现;具备更加优良的缓冲减振降噪效果。

[0010] 上述技术方案实施时,每组驱动块的两个驱动块的端面位于同一平面上,从而可以均匀的传递力和运动,提高传递效率。实施时,在保证有足够内部空间的前提下,外壳一与外壳二的结构、外部形状、尺寸参数和螺栓孔个数等与所连接的动力驱动系统和从动系统相匹配,从而可以顺利安装在相应的轴系中。外壳一和外壳二可以通过八个均布的螺栓和三个止动销联接成为一个整体,从而构成主动端,主动端通过螺栓和输入轴可以与动力驱动系统连接。通过调整从动盘的截面形状和厚度,从而可以获得所需要的从动端惯量。技术方案中导杆一、导杆二和滑块是组合弹簧的滑动支架和导向件,同时起限位作用,可以防止多股簧单元与主动端中的外壳内壁直接接触,又可限制每个弹簧的最大压缩量,是实现减振器弹性特性分级的必要条件。实施时,为确保多股簧不会与弹簧室内壁相接触,各多股簧的外径均小于弹簧室的直径,以防止多股簧由于与内壁摩擦而出现被磨损现象。另外,多股簧单元在安装的时候有一定的预变形,以保证弹性机构的结构紧凑性,防止出现额外的振动和噪声。另外,实施时在各组组合弹簧的三个多股簧单元和弹簧室中加入适量的粘性油脂(弹簧室的密闭性良好,也可通过弹簧护片来对内部油脂或润滑油进行密封),可以起阻尼作用,同时又对多股簧起润滑作用。其中所述多股簧单元中的弹簧是由多根细钢线合

并绕成一定长度的螺旋弹簧,称为多股螺旋弹簧(简称多股簧)。

[0011] 作为上述技术方案的优化,所述多股簧单元为将相应的多股簧两端头簧圈进行并圈后再分别焊接一个刚性垫圈所形成的构件,这样可以防止多股簧出现散簧现象并使得多股簧的轴向受力均匀;同时,一级多股簧单元和二级多股簧单元中只有一个多股簧,而且它们的右端刚性垫圈均开有通孔,通孔直径与对应的导杆一和导杆二直径匹配,从而方便装配;三级多股簧单元由两个旋向相反的多股簧套接并联而成,且三级多股簧两端焊接的刚性垫圈无通孔。这样,三级多股簧单元可以获得较大的刚度以满足传递大扭矩的工作要求,同时采用两个旋向相反的多股簧套接并联,可以使得三级多股簧受力更均衡,受压缩变形时不容易发生侧歪现象。

[0012] 作为又一优化,所述外壳一或外壳二的内表面还通过所述止动销固定设置有摩擦盘,当主动端相对从动端转动时,摩擦盘与从动盘之间形成起阻尼作用的摩擦,抑制共振扭振幅值。通过合理地调整摩擦盘与从动盘之间的正压力值,能够获得合适的摩擦阻尼系数,从而在共振区有效地抑制共振扭振幅值。

[0013] 本发明还单独公开了一种轴系扭振减振器,包括主动端、从动端和弹性机构,所述主动端包括对合连接成空腔盘状体的两个外壳,所述从动端包括同轴且可转动地设置于外壳内的从动盘,所述弹性机构设置于主动端、从动端之间,其特征在于,所述外壳的内部还固定设置有摩擦盘,当主动端相对从动端转动时,摩擦盘与从动盘之间形成起阻尼作用的摩擦,抑制共振扭振幅值。这种减振器跟背景技术所述减振器相比,由于增设了摩擦盘,利用摩擦盘与从动盘之间的摩擦,得到一定的摩擦阻尼,通过合理地调整摩擦盘与从动盘之间的正压力值,能够获得合适的摩擦阻尼系数,从而在共振区有效地抑制共振扭振幅值。

[0014] 与现有技术相比,本发明轴系扭振减振器的结构简单、易于加工制造,它采用多股簧单元作为弹性元件,由于多股簧在受力变形时各股钢丝间产生的接触压力引起的相互摩擦和耦合可以吸收能量,使多股簧本身具有较好的抗冲击性能和缓冲作用。因此,结合轴系扭转振动减振器的无刚度跃变现象,可知该减振器在工作时也不会出现由于刚度突然变化而引起变速箱齿轮啮合时产生的冲击载荷和噪声,具有更为优良的缓冲减振、缓冲和降噪效果,基于它的理想的硬非线性弹性特性,该减振器对宽频带的激励力矩也具有缓冲减振效果,即拓宽了轴系扭振减振器缓冲减振降噪的频率范围。

[0015] 另外由多股簧的结构特点知,当多股螺旋弹簧承受一定载荷时,载荷按一定比例分配到各股簧丝上,使其产生轴向变形,由于每股簧丝上受到的载荷小,弹簧指数大,曲率小,因此多股簧的动力强度较高,寿命约为单股螺旋弹簧在相同载荷条件下的3~4倍,因此,在保证其它零部件工作寿命相同的前提下,轴系扭振减振器具有更长的工作寿命并且能够传递较大的扭矩。

[0016] 由该轴系扭振减振器的特点可知,它具有广泛的应用范围,在船舶、军舰、机床和车辆等轴系中均可以起到理想的减振、降噪和缓冲作用,能够充分满足这些轴系动力传动系对扭振减振器缓冲减振性能的要求。

附图说明

[0017] 图1为背景技术所述现有扭振减振器多级弹性刚度跃变示意图。

[0018] 图2为本发明去掉三分之一外壳二的轴系扭振减振器的结构主视图。

- [0019] 图 3 为图 2 的 A-A 视图。
- [0020] 图 4 为图 2 的 B-B 视图。
- [0021] 图 5 为去掉外壳二 8 的轴系扭振减振器的结构主视图。
- [0022] 图 6 为轴系扭振减振器的左视图。
- [0023] 图 7 为轴系扭振减振器弹性机构单组弹簧中的一级多股簧单元结构示意图。
- [0024] 图 8 为轴系扭振减振器弹性机构单组弹簧中的二级多股簧单元结构示意图。
- [0025] 图 9 为轴系扭振减振器弹性机构单组弹簧中的三级多股簧单元结构示意图。
- [0026] 图 10 为用单股簧作为弹性元件时的轴系扭振减振器的对应扭转刚度特性曲线图。
- [0027] 图 11 为用多股簧单元作为弹性元件时的轴系扭振减振器的对应扭转刚度特性曲线。
- [0028] 各图中标记和构件名称对应关系如下表
- [0029]

1	外壳一	11	导杆二
2	滑块	12	三级多股簧单元
3	弹簧室	13	从动盘
4	导杆一	14	滑孔极限位置
5	一级多股簧单元	15	止动销
6	驱动块	16	滑动轴承
7	铆钉	17	内花键
8	外壳二	18	摩擦盘
9	螺栓孔	19	输入轴
10	二级多股簧单元	20	刚性垫圈

具体实施方式

[0030] 下面结合附图和具体实施方式对本发明的结构作进一步的详细说明。

[0031] 具体实施时,本发明结构如图 2 至图 9 所示,一种轴系扭振减振器,包括主动端、从动端和弹性机构,所述主动端包括对合连接成空腔盘状体的外壳一 1 和外壳二 8;所述从动端包括同轴设置于外壳一 1 和外壳二 8 的腔室内的从动盘 13;主动端通过滑动轴承 16 可转动地支承在从动端上;所述从动盘 13 轴心处具有从动系统连接孔,主动端上对应从动系统连接孔设置有匹配的开孔;所述从动盘 13 周边外侧至主动端空腔内周壁之间具有用于安装弹性机构的环形的弹簧室 3,弹簧室 3 内均布设置有三组固定在主动端上的驱动块 6,每组驱动块包括两个对称且间隔设置的驱动块 6,其间隔内具有一个由从动盘 13 上延伸出

的凸起部分;所述弹性机构包括由三组驱动块 6 隔开的三组组合弹簧,每组组合弹簧包括刚度依次增大的三个多股簧单元,分别为一级多股簧单元 5、二级多股簧单元 10 和三级多股簧单元 12;三个多股簧单元之间通过两个滑块 2 隔开,所述一级多股簧单元 5 内部套接有导杆一 4,所述二级多股簧单元 10 内部套接有导杆二 11,所述导杆一 4 和导杆二 11 的长度分别小于一级多股簧单元 5 和二级多股簧单元 10 的长度;所述从动盘 13 上还均布设置有三个弧形的滑孔,滑孔内具有两端固定在外壳一 1 和外壳二 8 上的止动销 15,所述滑孔两端半圆弧面为滑孔极限位置 14,当主动端和从动端相对转动使得止动销 15 由初始位置滑动至滑孔极限位置时,所述三组组合弹簧被压缩至最大工作变形状态。。实施时,所述多股簧单元为将相应的多股簧两端头簧圈进行并圈后再分别焊接一个刚性垫圈 20 所形成的构件;所述一级多股簧单元和二级多股簧单元中只有一个多股簧,而且它们的右端刚性垫圈 20 均开有通孔,通孔直径与对应的导杆一 4 和导杆二 11 直径匹配,从而方便装配;三级多股簧单元由两个旋向相反的多股簧套接并联而成,且三级多股簧两端焊接的刚性垫圈 20 无通孔。所述外壳一 1 或外壳二 8 的内表面还通过所述止动销 15 固定设置有摩擦盘 18,当主动端相对从动端转动时,摩擦盘 18 与从动盘 13 之间形成起阻尼作用的摩擦,抑制共振扭振幅值。

[0032] 更加具体地说,本轴系扭振减振器实施时,包括主动端、从动端和弹性机构,主动端由外壳一 1、外壳二 8、止动销 15 及通过铆钉 7 铆接在两个外壳上的驱动块 6 组成,外壳一 1 和外壳二 8 通过均布的八个螺栓及三个止动销 15 联接在一起,构成主动端。从动盘 13 与变速器输入轴通过内花键 17 联接,构成从动端。主动端通过滑动轴承 16 支承在从动端上,两部分可以相对转动,在主、从动端之间连接有弹性机构,弹性机构中的缓冲减振弹性元件为多股簧单元,该轴系扭振减振器中包括三组组合弹簧,布置在由外壳一 1 和外壳二 8 形成的弹簧室 3 内,由驱动块 6 将这三组组合弹簧并联起来,单组组合弹簧中的多股簧单元通过滑块 2、导杆一 4 和导杆二 11 串联而成,各个组合弹簧中对应零件的结构参数和布置参数均相同。

[0033] 所述的主动端包括外壳一 1、外壳二 8、六个驱动块 6 和十二个铆钉 7,其中三个驱动块 6 与外壳一 1 通过六个铆钉 7 相连接,即每个驱动块 6 通过两个铆钉 7 与外壳一 1 铆接在一起,三个驱动块 6 以均布的方式分布在外壳一 1 内表面上的半个弹簧室 3 中,并且它们的分布半径相同。另外三个驱动块 6 与外壳二 8 也通过六个铆钉 7 相连接,每个驱动块 6 通过两个铆钉 7 与外壳二 8 铆接在一起,三个驱动块 6 以均布的方式分布在外壳二 8 内表面上的半个弹簧室 3 中,分布半径也相同,并且每个驱动块 6 的分布位置与安装在外壳一 1 内表面上的对应驱动块 6 位置相同,使外壳一 1 和外壳二 8 内表面弹簧室 3 中对应位置的两个驱动块 6 端面位于同一平面上。

[0034] 所述的从动盘 13 上开有三个均布的滑孔,每个滑孔的两端半圆弧面为滑孔极限位置 14。

[0035] 所述的多股簧单元为将相应的多股簧两端头簧圈进行并圈后再两端分别焊接一个刚性垫圈 20 所形成的构件。

[0036] 所述的单组组合弹簧由三个分布半径相同的多股簧单元组成,分别为一级多股簧单元 5、二级多股簧单元 10 和三级多股簧单元 12,它们的刚度依次为 K_1 、 K_2 、 K_3 ,大小关系为 $K_1 < K_2 < K_3$ 。

[0037] 所述的一、二级多股簧单元中只有一个多股簧,而且它们的右端刚性垫圈 20 均开用通孔,通孔直径与对应导杆直径一致。

[0038] 所述的三级多股簧单元由两个旋向相反的多股簧并联而成,且多股簧两端焊接的刚性垫圈 20 无通孔。

[0039] 所述的各组组合弹簧的三个多股簧单元 (5、10、12) 和弹簧室 3 中加入了适量的粘性油脂。

[0040] 本实施例中,动力驱动系统启动后(以发动机为例),曲轴带动发动机输出飞轮转动,而主动端中的两个外壳通过螺栓和输入轴 19 与输出飞轮连接为一个整体,则也即带动了两个外壳的转动,两个外壳通过铆钉 7 与驱动块 6 铆接在一起,因此驱动块 7 随之被驱动,然后驱动块驱动一级多股簧单元 5,借助于滑块 2、导杆一 4 和导杆二 11 的导向作用,二级多股簧单元 10 和三级多股簧单元 12 依次被驱动,三级多股簧单元 12 与从动盘 13 相接触,因此三级多股簧单元 12 带动从动盘 13 的转动,由于从动端中的变速器输入轴通过内花键 17 与从动盘 13 联接在一起,至此从动端开始输出扭矩,整个轴系开始运转起来。

[0041] 当主动端输入的扭矩不断增大时,各多股簧单元的变形量也逐渐增加,根据三个多股簧单元的刚度关系 $K_1 < K_2 < K_3$,可知在同一扭矩作用下,第一级多股簧单元的变形量最大,因此当扭矩足够大时,首先是导杆一 4 与主动端上的驱动块 6 接触,由于导杆一 4 的限位作用,第一级多股簧单元不再变形,从而避免一级多股簧单元出现并圈现象;其次,当扭矩继续增大时,导杆二 11 与滑块相接触,同理,由于导杆二 11 的限位作用,第二级弹簧不再变形,二级多股簧单元也不会出现并圈现象;此时如果扭矩再增加,如工作在车辆轴系的突然启动和紧急制动工况时,第三级多股簧单元进一步被压缩变形,在达到设计的最大变形之前,连接在主动端上的三个止动销 15 抵住从动盘 13 上的对应滑孔极限位置 14,使三级多股簧单元 12 不再变形,此时减振器工作转角达到极限位置,因此在止动销 15 的过载保护作用下,三级多股簧单元 12 亦不会出现并圈现象。由此可见,由于两个导杆(导杆一 4 和导杆二 11)的限位作用以及三个止动销 15 的过载保护作用,组合弹簧中的各多股簧单元均具有较好的工作可靠性。其中,对于三级多股簧单元采用止动销 15 和从动盘上的滑孔配合来进行极限工况下的限位,而没有采用与一级多股簧单元和二级多股簧单元相同的结构(即在弹簧内设置导杆来避免弹簧被压缩到极限),是因为三级多股簧单元刚度最大,因此质量最重,如果再增加一个导杆会导致整个装置质量分布不均,进而引发额外的振动而降低效率。故将三级多股簧单元的极限制动结构改为止动销 15 和从动盘上的滑孔配合,可以使得整个减振器质量分布更加均匀,进而减小振动,降低摩擦,提高传动效率并延长寿命。

[0042] 为验证多股簧单元替代单股簧后轴系扭振减振器的刚度曲线变化情况,在动力学仿真软件 ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) 中建立两种轴系扭振减振器的虚拟样机,其中一种为采用具有相同刚度和变形量的单股簧替代本发明机构中的对应多股簧单元,然后其它零部件保持不变的减振器,为了区分,称其为单股簧轴系扭振减振器(每组组合弹簧含有一、二和三级单股簧,刚度大小关系与对应的多股簧单元一致, $K_1 < K_2 < K_3$);另一种为本发明所设计的轴系扭转振动减振器,称为多股簧轴系扭振减振器。

[0043] 在 ADAMS 中将这两种减振器的虚拟样机置入某国产轿车轴系中进行仿真试验,仿真工况分别为怠速工况、行驶工况和载荷极限工况(突然起步和紧急制动)。仿真试验得到

的单股簧轴系扭振减振器在不同工况下的扭转刚度特性曲线如图 10 所示,其中:

[0044] OA 段为用于怠速工况时的刚度曲线,此时一级单股簧 K1 起作用,尽管另两级弹簧也有小的变形量,但是起作用的还是最软的弹簧。当减振器扭转角增大到使导杆一与从动盘接触的时,即刚度曲线落在在 OA 段的 A 点位置时,组合弹簧的总刚度由开始时所有弹簧的串联刚度转变成其余弹簧的串联刚度(开始时单组弹簧由第一、二和三级弹簧串联起来,然后总刚度为三组组合弹簧再并联起来的扭转刚度;当第一级弹簧不再变形时,单组弹簧由第二、三级两个弹簧串联,总刚度为三组组合弹簧并联起来的刚度),其总扭转刚度增大,由此实现减振器从第一级扭转刚度向第二级扭转刚度的转变,即弹性特性的分级;

[0045] AB 段为用于行驶工况下的刚度曲线,此时二级单股簧 K2 起作用,一级单弹簧在导杆的限位作用下不再变形,虽然三级单弹簧 K3 也有一定的变形,但由于 $K2 < K3$,起作用的为较软的二级单弹簧,同理实现了减振器从第二级扭转刚度向第三级扭转刚度的转变;

[0046] BC 段为用于载荷极限工况时的刚度曲线,此时三级单股簧 K3 起作用,由于在导杆的限位作用下,极限工况下的一、二级单弹簧均不再变形,因此只有 K3 起缓冲减振作用,减振器的极限工作转角出现在止动销 15 与滑孔极限位置 14 相接触之时。

[0047] 由图 10 刚度曲线可知,当轴系从怠速工况的小扭转刚度转变至行驶工况的较大扭转刚度,以及由行驶工况下的较大扭转刚度变至极限工况下的大扭转刚度时,均具有明显的刚度跃变现象,跃变点为 A、B 两点。其中 O'A'/B' 曲线为反方向转动时的刚度特性曲线。

[0048] 仿真试验得到的多股簧轴系扭振减振器在不同工况下的扭转刚度特性曲线如附图 10 所示。由图 11 可知,当轴系工况由怠速工况转变至行驶工况再到极限工况时,小扭转刚度都是平稳光滑的过渡到大扭转刚度,中间无明显拐点,从而避免了刚度跃变现象的产生。

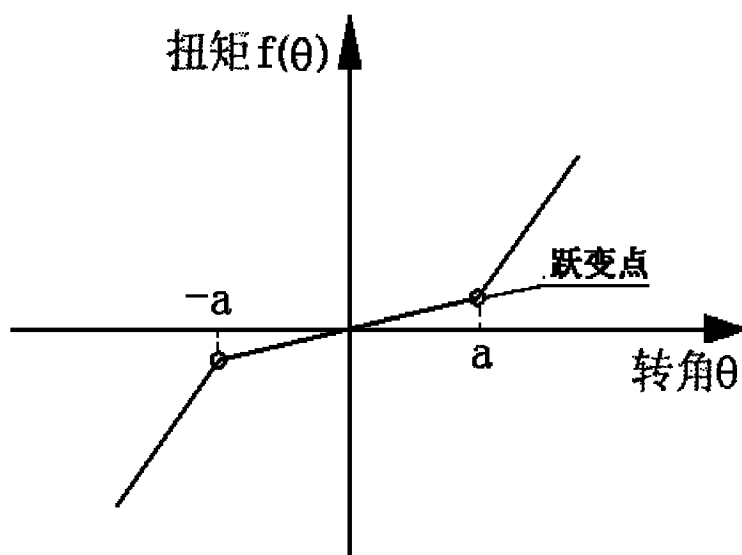


图 1

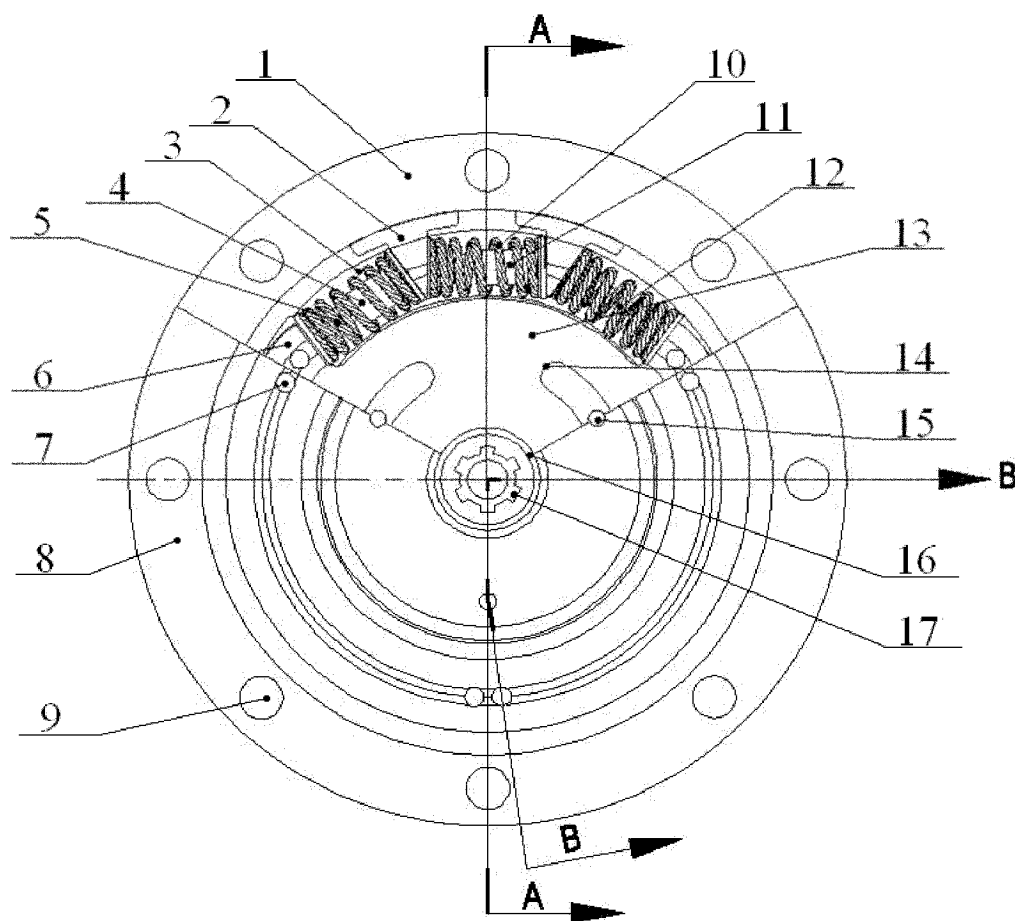


图 2

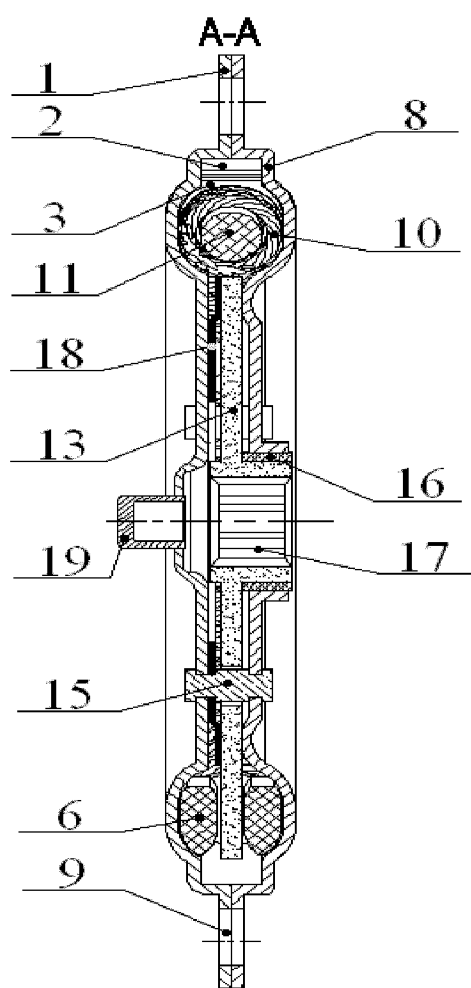


图 3

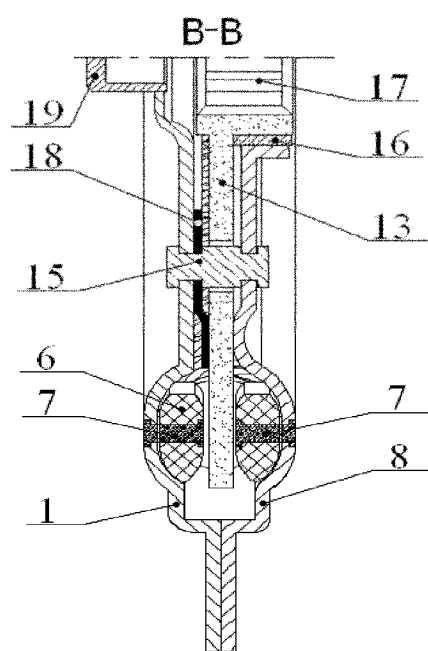


图 4

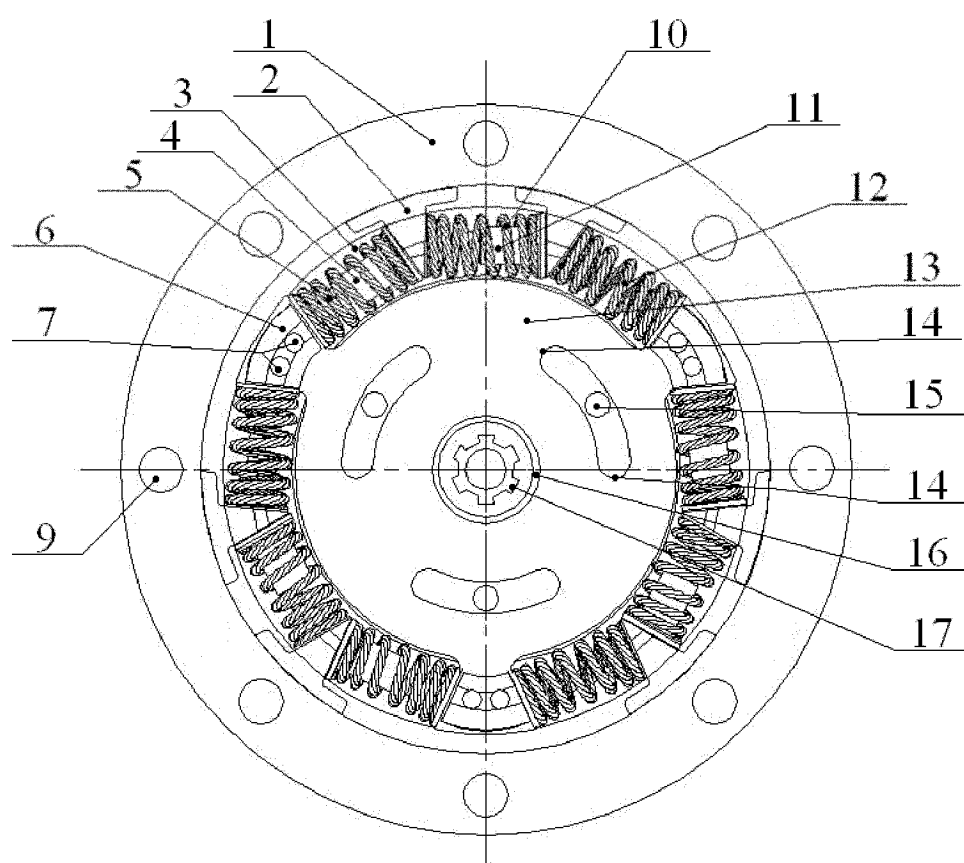


图 5

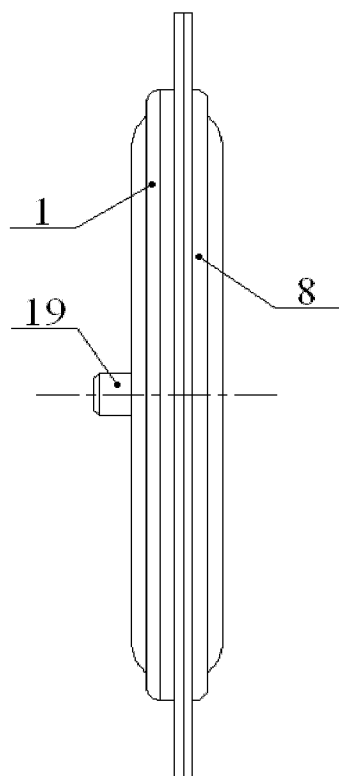


图 6

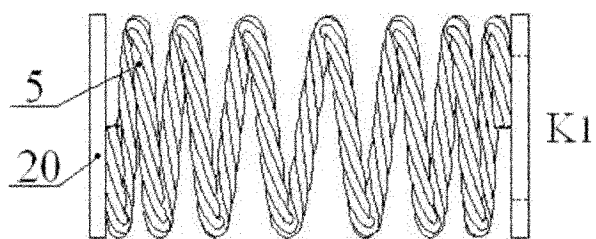


图 7

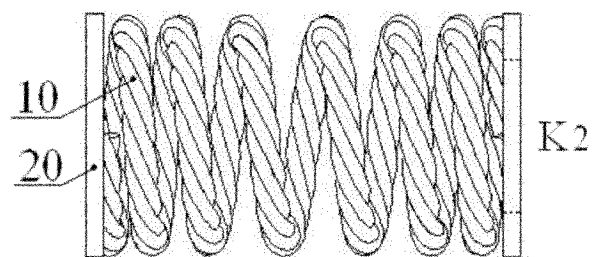


图 8

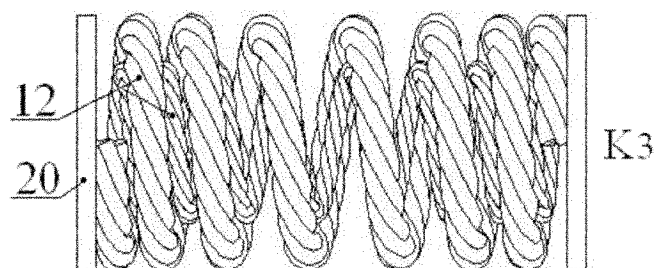


图 9

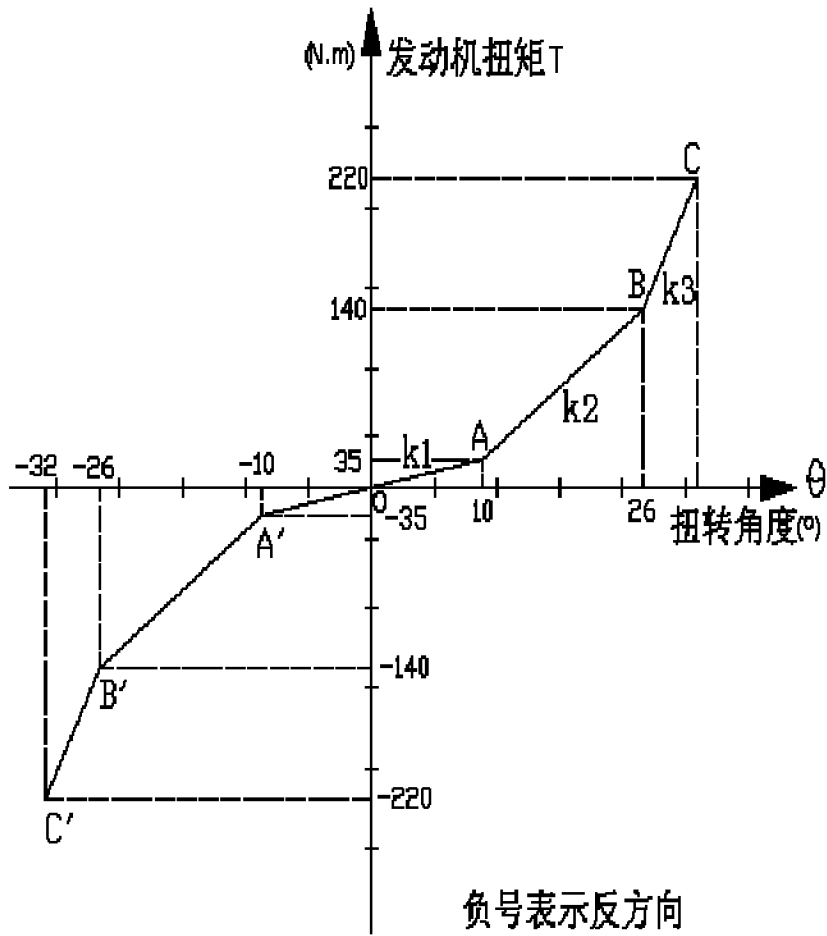


图 10

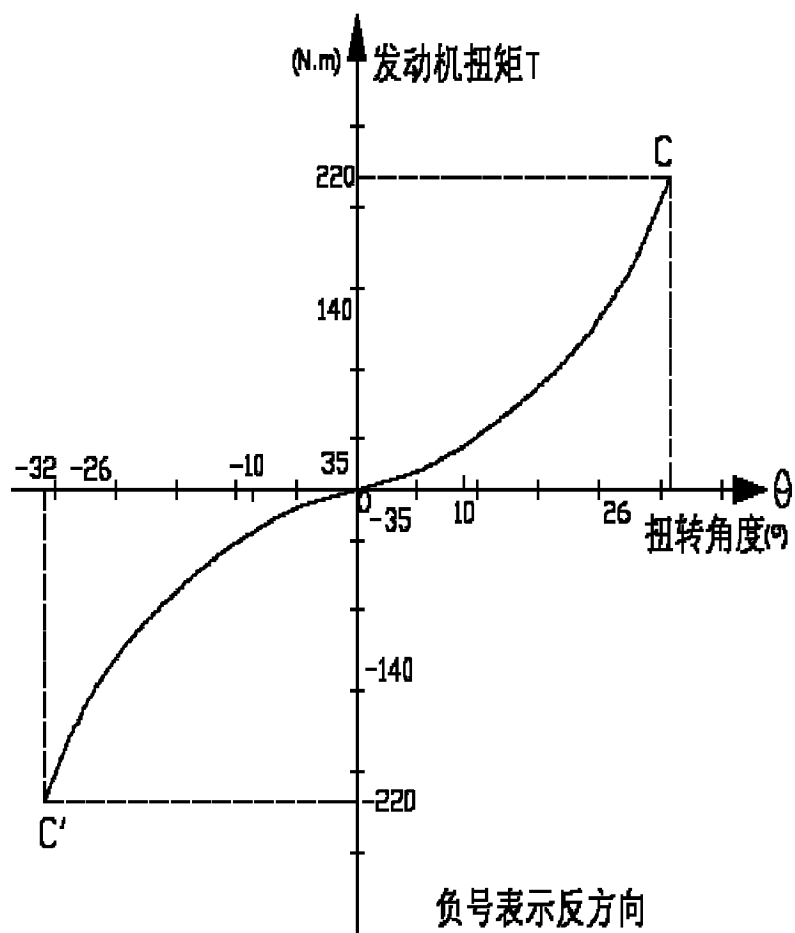


图 11