



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103661340 B

(45) 授权公告日 2016. 01. 20

(21) 申请号 201310674315. X

(22) 申请日 2013. 12. 10

(73) 专利权人 中联重科股份有限公司

地址 410013 湖南省长沙市岳麓区银盆南路
361 号

(72) 发明人 郭堃

(74) 专利代理机构 北京润平知识产权代理有限公司 11283

代理人 黄志兴 李雪

(51) Int. Cl.

B60T 13/18(2006. 01)

B60T 13/12(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 2626801 Y, 2004. 07. 21, 全文.

CN 201109427 Y, 2008. 09. 03, 全文.

US 2009/0025385 A1, 2009. 01. 29, 全文.

DE 19814867 C1, 1999. 12. 23, 全文.

CN 103350695 A, 2013. 10. 16, 全文.

审查员 苗立荣

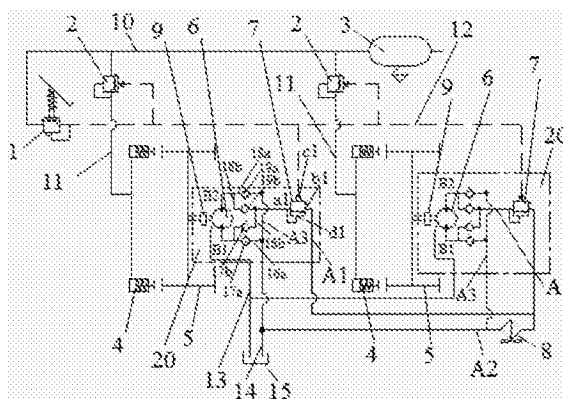
权利要求书2页 说明书9页 附图1页

(54) 发明名称

车辆制动系统及车辆

(57) 摘要

本发明公开了一种车辆及其车辆制动系统, 该车辆制动系统包括主制动系统, 该主制动系统包括连接于制动流体管路的踏板操作式制动控制装置, 该踏板操作式制动控制装置能够通过制动踏板的操作而使得所述制动流体管路中的流体增压或卸压, 其中, 该车辆制动系统还包括液压辅助制动系统, 该液压辅助制动系统包括液压制动单元(20), 所述车辆的至少一个车轴(5)对应地设置有用以消耗车轴动能的所述液压制动单元(20)。本发明的液压辅助制动系统所提供的制动力大小主要由主制动系统的制动踏板的行程决定, 这有利于驾驶员按照驾驶习惯和车辆行驶情况做出判断, 从而方便可靠地进行操作以提供辅助制动力。



1. 车辆制动系统,包括主制动系统,该主制动系统包括连接于制动流体管路的踏板操作式制动控制装置,该踏板操作式制动控制装置能够通过制动踏板的操作而使得所述制动流体管路中的流体增压或卸压,其特征在于,

该车辆制动系统还包括液压辅助制动系统,该液压辅助制动系统包括液压制动单元(20),所述车辆的至少一个车轴(5)对应地设置有所述液压制动单元(20),各个所述液压制动单元(20)包括:

具有第一和第二油口(B1, B2)的液压油泵送装置,该液压油泵送装置的转轴连接于对应的所述车轴,以能够使该液压油泵送装置由对应的所述车轴驱动;以及

设有流体控制式导压阀(7)的循环连接油路,所述流体控制式导压阀(7)的进油口(a1)和出油口(b1)与所述循环连接油路连接,以使得该流体控制式导压阀(7)设置在所述循环连接油路上,所述流体控制式导压阀(7)包括流体控制口(c1),该流体控制口(c1)连接于所述制动流体管路,以能够引入压力流体对所述流体控制式导压阀(7)的阀芯施加阻止该阀芯朝向增大通流开度方向移动的阻力;

其中所述循环连接油路还连接于所述液压油泵送装置的第一和第二油口(B1, B2),以能够通过所述液压油泵送装置的泵送而使得液压油经由所述液压油泵送装置和所述流体控制导压阀(7)循环。

2. 根据权利要求1所述的车辆制动系统,其中,所述液压油泵送装置的转轴通过离合器(9)连接于对应的所述车轴,以能够通过控制该离合器(9)而使该液压油泵送装置由对应的所述车轴驱动。

3. 根据权利要求1所述的车辆制动系统,其中,所述流体控制式导压阀(7)还包括与该流体控制式导压阀(7)的进油口(a1)连通的内部液控腔(d1);其中所述流体控制式导压阀(7)的阀芯设置为在所述内部液控腔(d1)引入的液压油对所述阀芯的作用力能够克服所述流体控制口(c1)引入的压力流体对该阀芯的所述阻力时,所述阀芯朝向使得所述进油口(a1)与出油口(b1)之间的所述通流开度增大的方向移动。

4. 根据权利要求1所述的车辆制动系统,其中,所述主制动系统为气动制动系统,所述踏板操作式制动控制装置为踏板操作式制动阀(1),所述气动制动系统包括压力气源,该压力气源的输出口经由供气管路(10)连接于所述踏板操作式制动阀(1)的入口,且该压力气源的输出口经由制动执行管路(11)连接于车轮制动器(4)的制动气室,所述制动执行管路(11)上设有继动阀(2),所述制动流体管路为连接在所述继动阀(2)的控制口与所述踏板操作式制动阀(1)的出口之间的制动控制管路(12)。

5. 根据权利要求4所述的车辆制动系统,其中,所述压力气源为压缩空气的储气筒(3)。

6. 根据权利要求1所述的车辆制动系统,其中,所述液压油泵送装置为液压马达(6)。

7. 根据权利要求6所述的车辆制动系统,其中,各个所述液压马达(6)的泄油口通过泄油管路(13)连接于油箱(15)。

8. 根据权利要求1所述的车辆制动系统,其中,所述车辆的各个所述车轴分别对应地设置有所述液压制动单元(20)。

9. 根据权利要求1所述的车辆制动系统,其中,各个所述液压制动单元(20)中的所述流体控制式导压阀(7)的导压比设置彼此不同。

10. 根据权利要求 1 至 9 中任一项所述的车辆制动系统,其中,各个所述液压制动单元(20)的循环连接油路分别包括:

单向阀连接油路,该单向阀连接油路包括连接于所述第一油口(B1)的第一和第二单向阀支路(16a,16b)以及连接于所述第二油口(B2)的第三和第四单向阀支路(18a,18b),所述第一至第四单向阀支路(16a,16b,18a,18b)上分别设有单向阀(17a,17b,19a,19b),其中所述第一单向阀支路(16a)上的单向阀(17a)和所述第二单向阀支路(16b)上的单向阀(17b)方向相反地设置,且所述第一单向阀支路(16a)上的单向阀(17a)的方向布置为能够使得从所述第一油口(B1)输出的液压油截止;所述第三单向阀支路(18a)上的单向阀(19a)和所述第四单向阀支路(18b)上的单向阀(19b)方向相反地设置,且所述第三单向阀支路(18a)上的单向阀(19a)的方向布置为能够使得从所述第二油口(B2)输出的液压油截止;

输出油路(A1),该输出油路上设有所述流体控制式导压阀(7),所述第二单向阀支路(16b)和所述第四单向阀支路(18b)连接于该输出油路(A1)的与所述流体控制式导压阀(7)的进油口(a1)相连接的一侧油路部分;以及

输入油路(A3),所述第一单向阀支路(16a)和所述第三单向阀支路(18a)连接于该输入油路(A3),

其中,所述输出油路(A1)的与所述流体控制式导压阀(7)的出油口(b1)相连接的另一侧油路部分与所述输入油路(A3)液压连接,以使得液压油能够从所述另一侧油路部分上输入到所述输入油路(A3)。

11. 根据权利要求 10 所述的车辆制动系统,其中,所述液压辅助制动系统还包括各个所述液压制动单元(20)共用的主输入油路(A2),所述输出油路(A1)的与所述流体控制式导压阀(7)的出油口(b1)相连接的另一侧油路部分和所述输入油路(A3)分别连接到所述主输入油路(A2)上,以使得该另一侧油路部分与所述输入油路(A3)通过该主输入油路(A2)相互连接。

12. 根据权利要求 11 所述的车辆制动系统,其中,所述主输入油路(A2)通过补油油路(14)连接于油箱(15)。

13. 根据权利要求 11 所述的车辆制动系统,其中,所述主输入油路(A2)上设有散热器(8)。

14. 根据权利要求 10 所述的车辆制动系统,其中,各个所述液压制动单元(20)中的所述另一侧油路部分与所述输入油路(A3)直接连接。

15. 根据权利要求 14 所述的车辆制动系统,其中,各个所述液压制动单元(20)的所述输入油路(A3)分别连接于油箱(15)。

16. 车辆,其中,该车辆包括根据权利要求 1 至 15 中任一项所述的车辆制动系统。

车辆制动系统及车辆

技术领域

[0001] 本发明涉及一种车辆制动系统,具体地,涉及一种具有液压辅助制动系统的车辆制动系统。进一步地,本发明还涉及一种包括所述车辆制动系统的车辆,例如轮式工程车辆。

背景技术

[0002] 轮式工程机械车辆大多采用气压制动系统,如图 1 示,气压制动系统是以发动机的动力驱动空气压缩机作为车轮制动器制动的的气源,压缩空气存储在储气筒 3a 中,驾驶员脚踩制动踏板 1a,制动踏板 1a 的行程决定了其出口压力,这一压力作为继动阀 21a,22a 的控制压力,进而控制继动阀 21a,22a 的出口压力,最后作用于制动器 41a,42a 上,实现车轮制动。

[0003] 为了防止制动时车轮抱死,且最大程度的提高制动使用效益,应合理地分配前、后制动力,前、后制动力大小分别由制动器 41a,42a 的压力决定,可以通过预设继动阀 21a,22a 的先导压力控制比实现。

[0004] 但是,工程车辆在下长坡时因自身重量大,制动蹄压力高,加之散热面积小,常造成蹄片烧蚀和制动失灵,甚至发生车毁人亡的事故。为此,目前一些车辆带有辅助制动系统,常用辅助制动系统有发动机排气制动(即关闭发动机排气通道)和缓速器制动(即利用电磁力原理通过缓速器在汽车传动轴上产生反向力矩)。

[0005] 但是,这两种现有技术的辅助制动系统均存在明显的缺点,发动机排气制动和缓速器制动的效果都与车速相关,随车速升高制动力需要相应地增大。这与行车制动中驾驶员通过脚踩制动踏板的行程来控制制动力的大小不同,不利于驾驶员按照驾驶习惯和车辆行驶情况做出判断。另外,发动机排气制动和缓速器制动的制动力都作用在动力总成部位(即发动机或传动轴上),无法进行前后制动力分配。

[0006] 有鉴于现有技术的上述缺点,需要提供一种具有新型辅助制动系统的车辆制动系统。

发明内容

[0007] 本发明所要解决的技术问题是提供一种车辆制动系统,该车辆制动系统中的液压辅助制动系统产生的辅助制动力能够由制动踏板的行程决定,从而便于驾驶员操作。

[0008] 进一步地,本发明所要解决的技术问题是提供一种车辆,该车辆的制动系统中所包含的液压辅助制动控制系统产生的辅助制动力能够由制动踏板的行程决定,从而便于驾驶员操作。

[0009] 为了解决上述技术问题,本发明提供一种车辆制动系统,包括主制动系统,该主制动系统包括连接于制动流体管路的踏板操作式制动控制装置,该踏板操作式制动控制装置能够通过制动踏板的操作而使得所述制动流体管路中的流体增压或卸压,其中,该车辆制动系统还包括液压辅助制动系统,该液压辅助制动系统包括液压制动单元,所述车辆的至

少一个车轴对应地设置有所述液压制动单元,各个所述液压制动单元包括:具有第一和第二油口的液压油泵送装置,该液压油泵送装置的转轴连接于对应的所述车轴,以能够使该液压油泵送装置由对应的所述车轴驱动;以及设有流体控制式导压阀的循环连接油路,所述流体控制式导压阀的进油口和出油口与所述循环连接油路连接,以使得该流体控制式导压阀设置在所述循环连接油路上,所述流体控制式导压阀包括流体控制口,该流体控制口连接于所述制动流体管路,以能够引入压力流体对所述流体控制式导压阀的阀芯施加阻止该阀芯朝向增大通流开度方向移动的阻力;其中所述循环连接油路还连接于所述液压油泵送装置的第一和第二油口,以能够通过所述液压油泵送装置的泵送而使得液压油经由所述液压油泵送装置和所述流体控制导压阀循环。

[0010] 优选地,所述液压油泵送装置的转轴通过离合器连接于对应的所述车轴,以能够通过控制该离合器而使该液压油泵送装置由对应的所述车轴驱动。

[0011] 具体地,所述流体控制式导压阀还包括与该流体控制式导压阀的进油口连通的内部液控腔;其中所述流体控制式导压阀的阀芯设置为在所述内部液控腔引入的液压油对所述阀芯的作用力能够克服所述流体控制口引入的压力流体对该阀芯的所述阻力时,所述阀芯朝向使得所述进油口与出油口之间的所述通流开度增大的方向移动。

[0012] 优选地,所述主制动系统为气动制动系统,所述踏板操作式制动控制装置为踏板操作式制动阀,所述气动制动系统包括压力气源,该压力气源的输出口经由供气管路连接于所述踏板操作式制动阀的入口,且该压力气源的输出口经由制动执行管路连接于车轮制动器的制动气室,所述制动执行管路上设有继动阀,所述制动流体管路为连接在所述继动阀的控制口与所述踏板操作式制动阀的出口之间的制动控制管路。

[0013] 典型地,所述压力气源为压缩空气的储气筒。

[0014] 具体选择地,所述液压油泵送装置为液压马达。

[0015] 典型地,各个所述液压马达的泄油口通过泄油油路连接于油箱。

[0016] 优选地,所述车辆的各个所述车轴分别对应地设置有所述液压制动单元。

[0017] 优选地,各个所述液压制动单元中的所述流体控制式导压阀的导压比设置彼此不同。

[0018] 尤其优选地,各个所述液压制动单元的循环连接油路分别包括:单向阀连接油路,该单向阀连接油路包括连接于所述第一油口的第一和第二单向阀支路以及连接于所述第二油口的第三和第四单向阀支路,所述第一至第四单向阀支路上分别设有单向阀,其中所述第一单向阀支路上的单向阀和所述第二单向阀支路上的单向阀方向相反地设置,且所述第一单向阀支路上的单向阀的方向布置为能够使得从所述第一油口输出的液压油截止;所述第三单向阀支路上的单向阀和所述第四单向阀支路上的单向阀方向相反地设置,且所述第三单向阀支路上的单向阀的方向布置为能够使得从所述第二油口输出的液压油截止;输出油路,该输出油路上设有所述流体控制式导压阀,所述第二单向阀支路和所述第四单向阀支路连接于该输出油路的与所述流体控制式导压阀的进油口相连接的一侧油路部分;以及输入油路,所述第一单向阀支路和所述第三单向阀支路连接于该输入油路,其中,所述输出油路的与所述流体控制式导压阀的出油口相连接的另一侧油路部分与所述输入油路液压连接,以使得液压油能够从所述另一侧油路部分上输入到所述输入油路。

[0019] 优选地,所述液压辅助制动系统还包括各个所述液压制动单元共用的主输入油

路,所述输出油路的与所述流体控制式导压阀的出油口相连接的另一侧油路部分和所述输入油路分别连接到所述主输入油路上,以使得该另一侧油路部分与所述输入油路通过该主输入油路相互连接。

[0020] 进一步优选地,所述主输入油路通过补油油路连接于油箱。

[0021] 优选地,所述主输入油路上设有散热器。

[0022] 作为一种可选的的实施方式,各个所述液压制动单元中的所述另一侧油路部分与所述输入油路直接连接。

[0023] 优选地,各个所述液压制动单元的所述输入油路分别连接于油箱。

[0024] 在上述车辆制动系统的技术方案的基础上,本发明还提供一种车辆,其中,该车辆包括上述任一车辆制动系统。

[0025] 通过上述技术方案,本发明的车辆制动系统由于包括液压辅助制动系统,并且该液压辅助制动系统的循环连接油路上设有上述流体控制式导压阀,通过使得该流体控制式导压阀的流体控制口连接到主制动系统的由踏板操作式制动控制装置控制的制动流体管路上,从而使得流体控制式导压阀的开启阻力与制动踏板的操作行程直接相关。在此情形下,液压辅助制动系统的液压制动单元要使得液压油行程循环,必须通过液压油泵送装置产生足够的油压以使得流体控制式导压阀开启,而液压油泵送装置由对应的车轴驱动,在此情形下能够有效地消耗车轴的动能,从而起到有效地制动作用。因此,本发明的液压辅助制动系统所提供的制动力大小主要由主制动系统的制动踏板的行程决定,这有利于驾驶员按照驾驶习惯和车辆行驶情况做出判断,从而方便可靠地进行操作以提供辅助制动力。

[0026] 另外,在本发明的优选方式下,可以通过合理地设置各个液压制动单元中的所述流体控制式导压阀的导压比,使得各个液压制动单元的循环连接油路上开启各自的所述流体控制式导压阀的所需油压不同,从而能够优化各个车轴产生的辅助制动力,使得辅助制动力形成合理分配,达到更优良的制动效果。

[0027] 本发明的其它特征和优点将在随后的具体实施方式部分予以详细说明。

附图说明

[0028] 下列附图用来提供对本发明的进一步理解,并且构成说明书的一部分,其与下述的具体实施方式一起用于解释本发明,但本发明的保护范围并不局限于下述附图及具体实施方式。在附图中:

[0029] 图1是现有技术中轮式工程车辆采用的典型的气压制动系统的原理示意图,该气压制动系统为所述轮式工程车辆的主制动系统。

[0030] 图2是本发明具体实施方式的车辆制动系统的原理示意图,其中显示了该车辆制动系统所包括的主气动制动系统和液压辅助制动系统。

[0031] 附图标记说明:

- | | | |
|--------|-------------|----------|
| [0032] | 1 踏板操作式制动阀; | 2 继动阀; |
| [0033] | 3 储气筒; | 4 制动器; |
| [0034] | 5 车轴; | 6 液压马达; |
| [0035] | 7 流体控制式导压阀; | 8 散热器; |
| [0036] | 9 离合器; | 10 供气管路; |

- | | | |
|--------|---------------|---------------|
| [0037] | 11 制动执行管路； | 12 制动控制管路； |
| [0038] | 13 泄油油路； | 14 补油油路； |
| [0039] | 15 油箱； | 16a 第一单向阀支路； |
| [0040] | 16b 第二单向阀支路； | 17a, 17b 单向阀； |
| [0041] | 18a 第三单向阀支路； | 18b 第四单向阀支路； |
| [0042] | 19a, 19b 单向阀； | 20 液压制动单元； |
| [0043] | a1 进油口； | b1 出油口； |
| [0044] | c1 流体控制口； | d1 内部液控腔； |
| [0045] | A1 输出油路； | A3 输入油路； |
| [0046] | A2 主输入油路； | B1 第一油口； |
| [0047] | B2 第二油口。 | |

具体实施方式

[0048] 以下结合附图对本发明的具体实施方式进行详细说明,应当理解的是,此处所描述的具体实施方式仅用于说明和解释本发明,本发明的保护范围并不局限于下述的具体实施方式。

[0049] 预先需要说明的是,尽管在图 2 所示的优选实施方式中,本发明的车辆制动系统中的主制动系统为气动制动系统,但是这仅是为便于描述而例举的示例形式,在本发明的技术构思范围内,主制动系统为液压制动系统等压力流体控制制动系统均是适用的。另外,尽管图 2 中示例性地显示本发明的车辆为二轴车辆,但是对于本领域技术人员容易想到的是,本发明的车辆制动系统可以适用于多轴车辆,并且所述液压辅助制动系统可以根据需要在一个或多个车轴上使用。因此,在下文的描述中将附带地简略描述本发明可能的一些简单变型方式,这些简单变型方式均属于本发明的保护范围。

[0050] 适当参照图 2,作为本发明的主要技术构思,本发明的车辆制动系统包括主制动系统,该主制动系统包括连接于制动流体管路的踏板操作式制动控制装置,该踏板操作式制动控制装置能够通过制动踏板的操作而使得所述制动流体管路中的流体增压或卸压。

[0051] 在此需要注意的是,对于本领域技术人员容易想到的是,现有技术中压力流体控制式的主制动系统可以为气动制动系统或液压制动系统,本发明的下述的液压辅助制动系统与这两种主制动系统均是兼容的,即只要主制动系统中存在通过踏板操作式制动控制装置操作的制动流体管路,使得本发明下述的液压辅助制动系统中的各个液压制动单元 20 中的流体控制式导压阀 7 的流体控制口 d1 能够连接到该制动流体管路上,以引入压力流体即可。在此情形下,流体控制式导压阀 7 的流体控制口 d1 引入的压力流体的压力是由制动踏板的操作行程决定的。

[0052] 例如,参见图 2,上述主制动系统可以气动制动系统,对于本领域技术人员熟知地,在此情形下,上述踏板操作式制动控制装置为踏板操作式制动阀 1,所述气动制动系统包括压力气源(典型地为储气筒 3),该压力气源的输出口经由供气管路 10 连接于踏板操作式制动阀 1 的入口,且该压力气源的输出口经由各个制动执行管路 11 对应地连接于相应的车轮制动器 7 的制动气室(气动制动系统采用的制动器一般具有制动气室),所述制动执行管路 11 上分别对应地设有继动阀 2,所述制动流体管路为连接至继动阀 2 的控制口与踏板操作

式制动阀 1 的出口之间的制动控制管路 12。气动制动系统中的踏板操作式制动阀 1 和继动阀 2 的结构和功能在气动制动系统领域是公知地,对此不再赘述。当然,所述主制动系统并不限于采用气动制动系统,其还可以为液压制动系统,在此情形下,踏板操作式制动控制装置为制动活塞缸的踏板操作机构,制动流体管路可以为制动活塞缸与制动器之间的液压流体管路,此时该液压流体管路上的油压同样是由踏板操作机构控制的。因此,在本发明的技术构思范围,无论主制动系统采用图 2 所示的气动制动系统,还是采用液压制动系统,均属于本发明的保护范围。

[0053] 就本发明的车辆制动系统而言,独特地,所述车辆制动系统还包括液压辅助制动系统,该液压辅助制动系统包括液压制动单元 20,所述车辆的至少一个车轴 5 对应地设置有一个液压制动单元 20。车辆可以为两轴车辆或多轴车辆,根据需要,每个车轴可以对应地设有一个液压制动单元 20,从而形成全轮辅助制动,当然也可以在车辆车轴中的一个或多个车轴对应地设置液压制动单元 20。

[0054] 参见图 2 所示,各个液压制动单元 20 主要包括:具有第一和第二油口 B1, B2 的液压油泵送装置,该液压油泵送装置的转轴与对应的所述车轴连接,以能够通过该对应的车轴驱动所述液压油泵送装置;以及设有流体控制式导压阀 7 的循环连接油路,流体控制式导压阀 7 的进油口 a1 和出油口 b1 与所述循环连接油路连接,以使得该流体控制式导压阀 7 设置在循环连接油路上,流体控制式导压阀 7 包括流体控制口 c1,该流体控制口 c1 连接于制动流体管路,以能够引入压力流体对流体控制式导压阀 7 的阀芯施加阻止该阀芯朝向增大通流开度方向移动的阻力;其中所述循环连接油路还连接于液压油泵送装置的第一和第二油口 B1, B2,以能够通过所述液压油泵送装置的泵送而使得液压油经由所述液压油泵送装置和所述流体控制导压阀而循环。

[0055] 在上述实施方式中,各个循环连接油路与对应的液压油泵送装置实际形成了一个闭式循环油路,其中循环连接油路上设置的流体控制式导压阀 7 相当于一个负载装置,液压油泵送装置泵送的液压油的油压只有能够克服该负载,才能使得液压油进行循环,从而消耗车轴的动能,达到辅助制动的目的。有关液压油泵送装置可以为液压泵,也可以为图 2 所示的液压马达 6,其能够起到泵送液压油的作用即可。在采用液压马达的情形下,作为一种常用结构,各个液压马达 6 的泄油口可以通过泄油油路 13 连接于油箱 15,这主要是防止将泄漏到液压马达的外壳中的液压油泄出。

[0056] 作为一种优选实施方式,上述液压油泵送装置与对应的车轴之间可以通过离合器 9 连接,这样通过控制该离合器 9 与所述车轴的离、合,而能够方便地使得该液压油泵送装置由对应的车轴驱动。

[0057] 有关流体控制式导压阀 7 并不局限于图 2 所示的具体结构形式,其主要采用的是抗衡阀的原理,即利用阀芯两端的流体作用力的比较增大或减小进油口 a1 和出油口 b1 之间的通流开度(本身也可以设置复位弹簧)。作为一种具体结构,参见图 2,所述流体控制式导压阀 7 还包括与该流体控制式导压阀 7 的进油口 a1 连通的内部液控腔 d1,该流体控制式导压阀 7 的进油口 a1 和出油口 b1 与所述循环连接油路连接,以使得该流体控制式导压阀 7 设置在各自对应的所述循环连接油路上;流体控制式导压阀 7 的阀芯设置为在内部液控腔 d1 引入的液压油对阀芯的作用力能够克服流体控制口 c1 引入的压力流体对该阀芯的作用力(即阻力)时,驱使该阀芯朝向使得进油口 a1 和出油口 b1 之间的通流开度增大

的方向移动时,此时流体控制式导压阀 7 的进油口 a1 与出油口 b1 通流开度增大。在流体控制式导压阀 7 的实际结构中,上述内部液控腔 d1 可以直接为流体控制式导压阀 7 的进油腔。另外,在多个车轴对应地设置上述液压制动单元的情形下,为了根据应用需要合理分配制动力,各个液压制动单元 20 中的流体控制式导压阀 7 的导压比可以设置为不同,即尽管流体控制口 c1 引入的压力流体的压力相同,但是不同液压制动单元 20 中的循环连接油路上需要形成的开启流体控制式导压阀 7 的液压油油压不同,这典型地可以通过设置流体控制式导压阀 7 的阀芯两端的阀芯流体作用面积来实现。

[0058] 由于本发明的液压辅助制动系统对应车轴进行设置,即如上所述通过在车轴与液压油泵送装置的转轴(例如液压泵的输入轴或液压马达的输出轴)之间设置离合器,控制控制离合器的接合而使得液压油泵送装置由车轴直接驱动。这种利用车轴转动驱动液压油泵送装置的传动结构可以多种多样,对于本领域技术人员是可以容易想到的,例如在车轴上安装与车轴同步旋转的主动齿轮,该主动齿轮与从动齿轮啮合,该从动齿轮连接传动轴,在该传动轴与液压油泵送装置的转轴之间安装离合器。由于车轴的转动在车辆前进和倒退时转动方向不同,而在前进和倒车时均可能需要辅助制动,因此,优选地,本发明的液压制动单元 20 的循环连接油路可以设置为适应车轴的两种转动方向的辅助制动。

[0059] 为此,作为一种优选实施方式,参见图 2 所示,各个所述液压制动单元 20 的循环连接油路分别可以包括单向阀连接油路、各个液压制动单元中的输出油路 A1 和各个液压制动单元中的输入油路 A3。

[0060] 具体地,参见图 2 所示,上述单向阀连接油路可以包括连接于液压油泵送装置的第一油口 B1 的第一和第二单向阀支路 16a, 16b 以及连接于第二油口 B2 的第三和第四单向阀支路 18a, 18b, 第一至第四单向阀支路 16a, 16b, 18a, 18b 上分别对应地设有单向阀 17a, 17b, 19a, 19b, 其中第一单向阀支路 16a 上的单向阀 17a 和第二单向阀支路 16b 上的单向阀 17b 方向相反地设置,且第一单向阀支路 16a 上的单向阀 17a 的方向布置为能够使得从第一油口 B1 输出的液压油截止,在此情形下,显然地,第一油口 B1 输出的液压油在具有足够液压时能够从第二单向阀支路 16b 的单向阀 17b 通过,即第一单向阀支路 16a 上的单向阀 17a 相对于第一油口 B1 输出的液压油截止,而第二单向阀支路 16b 的单向阀 17b 相对于第一油口 B1 输出的液压油能够正向导通。类似地,第三单向阀支路 18a 上的单向阀 19a 和所述第四单向阀支路 18b 上的单向阀 19b 方向相反地设置,且第三单向阀支路 18a 上的单向阀 19a 的方向布置为能够使得从第二油口 B2 输出的液压油截止。

[0061] 上述输出油路 A1 上设有上述流体控制式导压阀 7,第二单向阀支路 16b 和第四单向阀支路 18b 的另一端分别连接于该输出油路 A1 的与流体控制式导压阀 7 的进油口 a1 相连接的一侧油路部分。此外,各个液压制动单元的输入油路 A3 可以认为属于各个液压制动单元 20 所包括的内部输入油路,第一单向阀支路 16a 和第三单向阀支路(18a) 连接于该输入油路 A3,其中,输出油路 A1 的与流体控制式导压阀 7 的出油口 b1 相连接的另一侧油路部分与输入油路 A3 液压连接,以使得液压油能够从所述另一侧油路部分上输入到输入油路 A3。

[0062] 有关上述输出油路 A1 与输入油路的具体连接关系可以采用多种形式,只要能够形成液压油的闭式循环即可。优选地,为了使得油路结构精简,参见图 2 所示,所述液压辅助制动系统还包括各个液压制动单元 20 共用的主输入油路 A2,输出油路 A1 的与流体控制

式导压阀 7 的出油口 b1 相连接的另一侧油路部分和输入油路 A3 分别连接到主输入油路 A2 上,从而使得该另一侧油路部分与输入油路 A3 通过该主输入油路 A2 相互连接。例如,在图 2 中前、后车轴 5 对应的液压制动单元 20 中的输入油路 A3 和输出油路 A1 均通过共用的主输入油路 A2 连接,在此情形下能够显著地精简油路结构。另外,由于闭式循环油路在实际使用过程中不可避免地存在液压油泄漏,为了及时向循环连接油路中补油,主输入油路 A2 可以通过补油油路 14 连接于油箱 15,由于液压油泵送装置的泵送,在液压油泵送装置的进油侧会形成负压,因此在循环连接油路中的液压油不足时,会自动从邮箱 15 中吸入液压油进行补充,确保各个液压制动单元 20 的正常工作。由于本发明中的液压制动单元 20 实际上是将车轴 5 的动能转化为液压能,在此过程中液压油不可避免地会发热,为此,优选地,在上述优选实施方式中,进一步地,主输入油路 A2 上可以设有散热器 8,以及时对液压油进行散热。

[0063] 当然,为了形成循环油路,有关各个液压制动单元 20 的输入油路 A3 和输出油路 A1 之间的连接关系并不局限于图 2 所示的优选结构,可选择地,各个液压制动单元 20 中的上述输出油路 A1 的另一侧油路部分也可以与各自的输入油路 A3 直接连接。在此情形下,各个液压制动单元 20 的内部实际形成独立的循环油路,为了补油和散热,各个液压制动单元 20 的输入油路 A3 需要分别连接于油箱 15,并可以在各个输入油路 A3 上设置散热器 8。尽管其结构的精简性有所不足,但是其同样属于本发明的保护范围。

[0064] 在本发明的上述车辆制动系统的技术方案的基础上,本发明进一步提供一种车辆,该车辆可以采用上述的车辆制动系统。典型地,所述车辆可以为混凝土泵车、汽车起重机等工程车辆。

[0065] 以上描述了本发明的基本实施方式、优选实施方式以及一些变型方式,可以看到,本发明的车辆制动系统,包括主制动系统和辅助制动系统,其中主制动系统可以为现有的气动制动系统或者液压制动系统,辅助制动系统为液压辅助制动系统,其中液压辅助制动系统中具有流体控制式导压阀 7,该流体控制式导压阀 7 的流体控制口 c1 连接到主制动系统的踏板操作式制动控制装置所连接的制动流体管路上,从而可以通过制动踏板的行程来控制辅助制动系统的制动力大小。本发明可以适用于各种车辆,尤其适用于重型轮式工程车辆中。

[0066] 为了帮助本领域技术人员更加深刻地理解本发明的技术方案,以下对照图 2 所示的优选实施方式从整体上描述本发明的车辆制动系统,并进一步描述其操作过程,如上所述,图 2 所示的优选实施方式中主制动系统为气动制动系统。

[0067] 参见图 2 所示,具体地,在本发明中液压辅助制动系统作为主制动系统的补充,在不需要时可以控制为不起作用,在下长坡等工况下可以控制为起作用。所述主制动系统采用气动制动系统,其与现有技术基本类似,该气动制动系统可以包括储气筒 3、踏板操作式制动阀 1、继动阀 2 和制动器 4。

[0068] 如图 2 示,压缩空气存储在储气筒 3 中,驾驶员脚踩制动踏板式制动阀 1 的制动踏板,制动踏板的行程决定了踩制动踏板式制动阀 1 的出口压力,这一出口压力用作继动阀 2 的控制压力,进而控制继动阀 2 打开,最后压缩空气作用于制动器 4,实现车轮制动。为合理地分配前后制动力,可以分别预设各个车轮制动器对应的继动阀 2 不同的先导压力控制比,制动踏板式制动阀 1 的出口压力按照不同的先导压力控制比控制对应不同车轴的制动

器的继动阀 2 产生不同的出口压力。

[0069] 液压辅助制动系统包括液压马达 6 以及各自的循环连接油路,其中液压马达 6 的输入轴与对应的车轴之间设有离合器 9,循环连接油路可以包括单向阀连接油路、输出油路 A1 和输入油路 A3,其中输出油路 A1 设有流体控制式导压阀 7,另外,辅助液压制动系统还包括用于各个液压制动单元 20 共用的主输入油路 A2,各个液压制动单元 20 的输出油路 A1 和输入油路 A3 连接到该主输入油路 A2 上,该主输入油路 A2 上设有散热器 8,即各个液压制动单元 20 通过各自的单向阀连接油路、输出油路 A1 和输入油路 A3 以及共用的主输入油路 A2 形成循环油路。

[0070] 离合器 9 控制液压马达 6 和对应的车轴 5 的连接与松开,液压马达 6 的单向阀连接油路使得无论液压马达 6 无论正反转,输出油路 A1 和输入油路 A3 上的液压油流向不变,即始终作为输出油路 A1 和输入油路 A3。流体控制式导压阀 7 的流体控制口 c1 连接踏板操作式制动阀 1 的出口。各个车轴 5 对应的液压制动单元 20 中的流体控制式导压阀 7 的导压比可以根据需要设置为不同,这样各个气流体控制式导压阀 7 所需的进油口 a1 的开启油压可以由踏板操作式制动阀 1 的出口压力按照不同的导压比控制。液压马达的出油汇合后经过散热器 8 散热,形成一个循环。

[0071] 图 2 所示的优选实施方式的车辆制动系统的工作过程如下:第一,例如下长坡前,控制离合器 9,分别使液压马达 6 和对应的车轴 5 连接,此时在液压马达 6 所连接的单向阀连接油路作用下,输出油路 A1 为液压马达的出油回路,输入油路 A3 为进油油路。踏板操作式制动阀 1 的制动踏板未被踩下时,踏板操作式制动阀 1 的出口气压为零,即流体控制式导压阀 7 的控制压力为零,此时输出油路 A1 和输入油路 A3 上的油压基本为零,即液压制动单元中的液压油进行空循环,基本不产生阻力。第二,踏板操作式制动阀 1 的制动踏板被踩下一定行程,踏板操作式制动阀 1 的制动踏板的出口相应的有一定气体压力,此压力作用于流体控制式导压阀 7 的流体控制口 c1,此时流体控制式导压阀 7 若要开启,其进油口 a1 和内部液控腔 d1 必须建立一定的油压,由于液压油泵送装置的泵送,使得液压油累积到需要的油压,从而打开流体控制式导压阀 7 实现液压油循环。在此情形下,由于液压马达 6 由车轴 5 驱动,上述液压油循环油路上的阻力实际相当于液压马达 6 的负载,车轴对液压马达 6 的驱动力的大小即为液压马达作用于车轴的制动力,此制动力的大小由马达的排量和马达出口处的压力决定。在图 2 的优选实施方式中,液压马达为定量马达,即其制动力的大小仅由马达出口压力决定,从而形成有效地辅助制动。液压辅助制动系统将车辆行驶的动能转化为液压系统热能,可以经过散热器 8 散热。

[0072] 由上描述可以看出,本发明的车辆制动系统由于包括液压辅助制动系统,并且该液压辅助制动系统的循环连接油路上设有上述流体控制式导压阀 7,通过使得该流体控制式导压阀 7 的流体控制口 c1 连接到主制动系统的由踏板操作式制动控制装置控制的制动流体管路上(例如连接到踏板操作式制动阀 1 所连接的制动控制管路 12 上),从而使得流体控制式导压阀的开启阻力与制动踏板的操作行程直接相关。在此情形下,液压辅助制动系统的液压制动单元要使得液压油行程循环,必须通过液压油泵送装置产生足够的油压以使得流体控制式导压阀 7 开启,而液压油泵送装置通过离合器 9 的接合而由对应的车轴 5 驱动,在此情形下能够有效地消耗车轴的动能,从而起到有效地制动作用。因此,本发明的液压辅助制动系统所提供的制动力大小主要由主制动系统的制动踏板的行程决定,这有利

利于驾驶员按照驾驶习惯和车辆行驶情况做出判断,从而方便可靠地进行操作以提供辅助制动力。

[0073] 另外,在本发明的优选方式下,可以通过合理地设置各个液压制动单元中的所述流体控制式导压阀 7 的导压比,使得各个液压制动单元的循环连接油路上开启各自的所述流体控制式导压阀 7 的所需油压不同,从而能够优化各个车轴产生的辅助制动力,使得辅助制动力形成合理分配,达到更优良的制动效果。

[0074] 以上结合附图详细描述了本发明的优选实施方式,但是,本发明并不限于上述实施方式中的具体细节,在本发明的技术构思范围内,可以对本发明的技术方案进行多种简单变型,这些简单变型均属于本发明的保护范围。

[0075] 另外需要说明的是,在上述具体实施方式中所描述的各个具体技术特征,在不矛盾的情况下,可以通过任何合适的方式进行组合。为了避免不必要的重复,本发明对各种可能的组合方式不再另行说明。

[0076] 此外,本发明的各种不同的实施方式之间也可以进行任意组合,只要其不违背本发明的思想,其同样应当视为本发明所公开的内容。

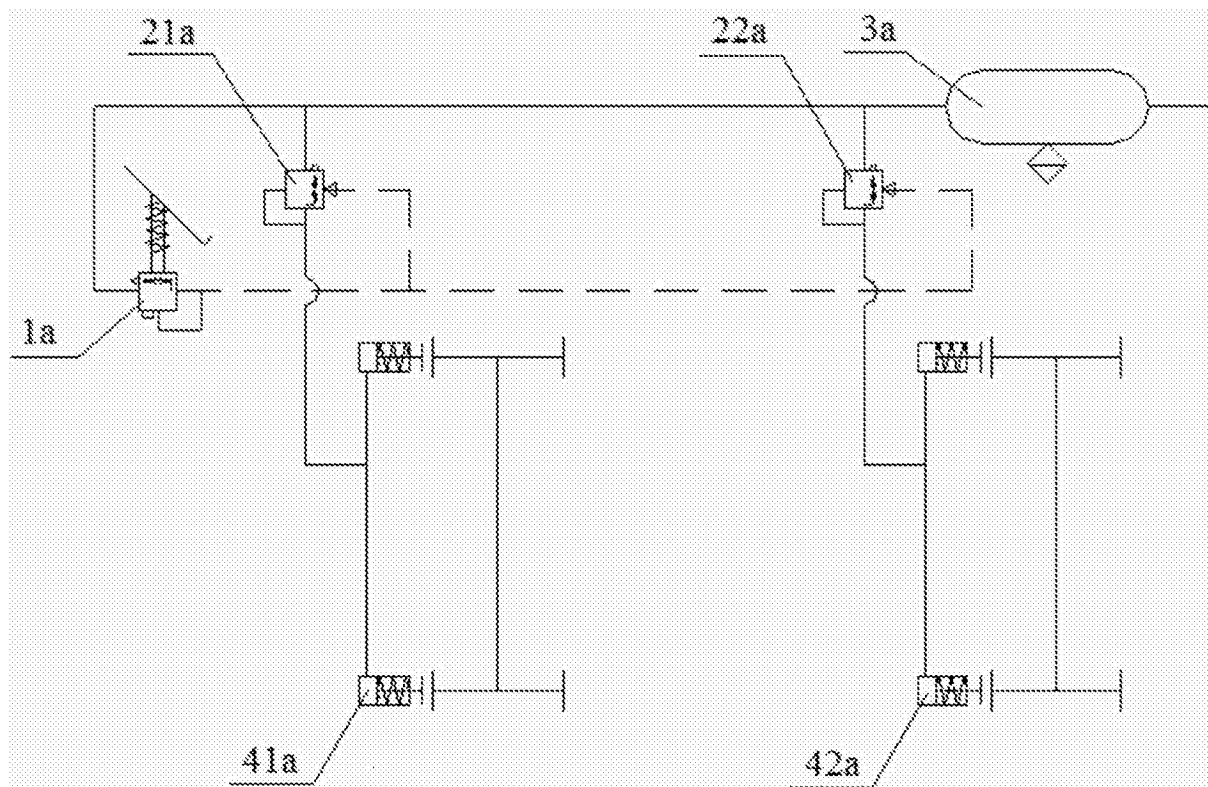


图 1

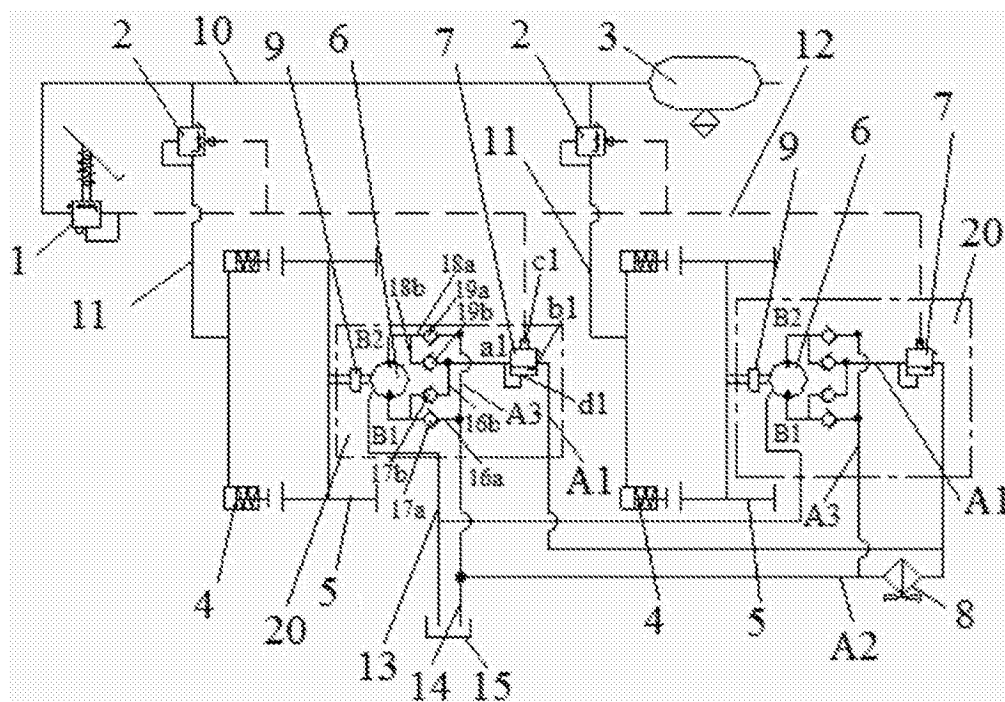


图 2