



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103068643 A

(43) 申请公布日 2013.04.24

(21) 申请号 201080063900.0

代理人 汲长志 杨国治

(22) 申请日 2010.12.15

(51) Int. Cl.

(30) 优先权数据

102010001941.0 2010.02.15 DE

B60T 1/10(2006.01)

B60T 7/04(2006.01)

B60T 7/12(2006.01)

(85) PCT申请进入国家阶段日

2012.08.14

B60T 8/32(2006.01)

B60T 8/40(2006.01)

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2010/069692 2010.12.15

B60T 13/10(2006.01)

B60T 13/74(2006.01)

(87) PCT申请的公布数据

W02011/098175 DE 2011.08.18

B60T 8/1755(2006.01)

(71) 申请人 罗伯特·博世有限公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 H·福勒特 F·克奈普

(74) 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司
72001

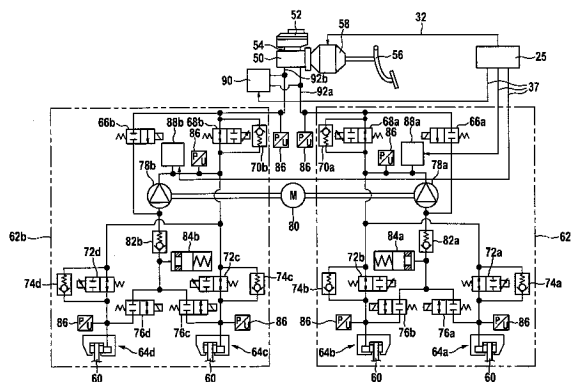
权利要求书2页 说明书13页 附图7页

(54) 发明名称

用于运行车辆的制动力放大的液压制动系统的方法以及用于该系统的控制装置

(57) 摘要

一种用于车辆的制动力放大的液压制动系统的方法,其具有下述步骤:求得关于至少一个附加制动力的增大量或减小量的信息,大于设定的最小差值的附加制动力附加于制动系统的液压制动力施加到至少一个车轮上。在考虑该信息的情况下将由与制动输入元件一起耦接到力耦合元件上的制动力放大器提供的支持力变化一个力差值,从而使得液压制动力与附加制动力的增大量或减小量相对应地变化;并且在考虑所求得的信息的情况下在至少一个柱塞和/或至少一个双腔室缸的至少一个储存器腔室与制动系统的储存器外部的容积之间推移制动系统的制动介质体积,从而将与力差值相对应的补偿力施加到制动输入元件上。以及一种用于车辆的制动力放大的液压制动系统的控制装置。



CN 103068643 A

1. 一种用于运行车辆的制动力放大的液压制动系统的方法,所述方法具有以下步骤:
求得关于至少一个附加制动力的增大量或减小量的信息 (27),所述附加制动力附加于所述制动系统的液压制动力施加到所述车辆的至少一个车轮 (60) 上;

在考虑所求得的信息 (27) 的情况下,将由制动力放大器 (14、58) 提供的支持力 (F_u) 如此改变一个力差值,从而使得所述液压制动力与所述附加制动力的增大量或减小量相对应地改变 (S2);并且

在考虑所求得的信息 (27) 的情况下,至少在至少一个储存器腔室 (100、154) 与所述制动系统的储存器外部的容积之间如此推移所述制动介质的体积,从而将与所述力差值相对应的补偿力施加 (S3) 到所述制动力放大器 (14、58) 的制动输入元件 (10、56) 上,其中,所述储存器腔室 (100、154) 尤其是至少一个柱塞 (88a、88a'、88b、90) 和 / 或至少一个双腔室缸 (150) 的储存器腔室。

2. 按照权利要求 1 所述的方法,其中,作为信息 (27) 而求得关于发电机制动力矩、摩擦力和 / 或下坡从动力的至少一个增大量或减小量的信息 (27),其中将所述支持力 (F_u) 改变一个力差值,所述力差值补偿所述发电机制动力矩、摩擦力和 / 或下坡从动力的增大量或减小量。

3. 按照权利要求 1 或 2 所述的方法,其特征在于,作为信息 (27) 而求得所述车辆是否处于静止状态,并且其中只要所述车辆利用作为至少一种附加制动力起作用的静摩擦力而处于静止状态中,则将所述支持力 (F_u) 减小与所述支持力 (F_u) 相同的力差值。

4. 一种用于车辆的制动力放大的液压制动系统的控制装置 (25),所述控制装置具有:
输入机构 (26),设计所述输入机构,以接收关于至少一个附加制动力的增大量或减小量的信息 (27),所述附加制动力附加于所述制动系统的液压制动力施加到所述车辆的至少一个车轮 (60) 上,并且提供至少一个与所述信息 (27) 相应的接收信号 (28);

第一分析机构 (29),设计所述第一分析机构,以在考虑至少一个接收信号 (28) 的情况下确定关于可由制动力放大器 (14、58) 提供的支持力 (F_u) 的额定变化的额定力变化参量;

第一触发机构 (31),设计所述第一触发机构,以将与所确定的额定力变化参量相应的第一控制信号 (32) 输出给所述制动力放大器 (14、58),从而将所述支持力 (F_u) 改变一个与所确定的额定力变化参量相应的力差值,并且能够与所述附加制动力的增大量或减小量相对应地改变所述液压制动力;

第二分析机构 (34),设计所述第二分析机构,以在考虑至少一个接收信号 (28) 的情况下确定关于所述制动系统的制动介质的在至少一个储存器腔室 (100、154) 与所述制动系统的储存器外部的容积之间的额定体积推移的额定体积推移参量,其中,所述储存器腔室 (100、154) 尤其是至少一个柱塞 (88a、88a'、88b、90) 和 / 或至少一个双腔室缸 (150) 的储存器腔室;以及

第二触发机构 (36),设计所述第二触发机构,以将与所确定的额定体积推移参量相应的第二控制信号 (37) 输出给所述制动系统的至少一个制动介质输送元件 (104、78b、156),从而能够根据所确定的额定体积推移参量在至少一个储存器腔室 (100、154) 与所述制动系统的储存器外部的容积之间推移制动介质体积,并且能够与力差值相对应地将补偿力施加到制动输入元件 (10、56) 上。

5. 按照权利要求 4 所述的控制装置 (25), 其中, 设计所述第二触发机构 (36), 以借助所述第二控制信号 (37) 触发至少一个作为至少一个制动介质输送元件 (104) 的柱塞马达 (104)。

6. 按照权利要求 4 或 5 所述的控制装置 (25), 其中, 设计所述第二触发机构 (36), 以在考虑所确定的额定体积推移参量的情况下, 借助所述第二控制信号 (37) 触发至少一个泵 (78b) 和 / 或至少一个作为至少一个制动介质输送元件 (78b、156) 的阀 (156)。

7. 一种制动力放大的液压制动系统, 其具有:

为力耦合元件 (18) 施加支持力 (Fu) 的制动力放大器 (14、58);

至少一个柱塞 (88a、88a'、88b、90) 和 / 或至少一个双腔室缸 (150); 以及

根据权利要求 4 至 6 中任一项所述的控制装置 (25)。

8. 按照权利要求 7 所述的制动力放大的液压制动系统, 其中, 所述至少一个柱塞 (88a') 包括自锁的耦接件 (110), 所述耦接件将柱塞储存器腔室 (100) 的可调节的壁部件 (102) 与柱塞马达 (104) 耦接。

9. 按照权利要求 7 或 8 所述的制动力放大的液压制动系统, 其中, 所述制动系统包括至少一个阀单元 (108), 所述阀单元布置在所述至少一个柱塞 (88a) 的入口侧。

10. 按照权利要求 7 所述的制动力放大的液压制动系统, 其特征在于, 所述制动力放大器 (14、58) 是一种可控制的和 / 或可调节的制动力放大器 (14、58), 尤其是一种其支持力能够与驾驶员力无关地进行调节的制动力放大器。

11. 一种车辆, 其具有根据权利要求 4 至 6 中任一项所述的控制装置 (25) 和 / 或根据权利要求 7 至 10 中任一项所述的制动力放大的液压制动系统。

用于运行车辆的制动力放大的液压制动系统的方法以及用于该系统的控制装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于运行车辆的制动力放大的液压制动系统的方法。本发明还涉及一种用于车辆的制动力放大的液压制动系统的控制装置。

背景技术

[0002] 为了能让车辆驾驶员舒适地操纵制动系统的制动输入元件例如制动踏板,制动系统通常具有制动力放大器。带有制动力放大器的制动系统被称为制动力放大的制动系统。

[0003] 制动力放大器被设计用于提供支持力,所述支持力附加于由驾驶员施加到制动输入元件上的驾驶员制动力引起至少一个车轮制动。合适的制动力放大器例如在文献 DE 10 2005 024 577 A1、DE 10057 557 A1 和 DE 103 27 553 A1 中有所记载。

[0004] 图 1A 和 1B 所示为用于说明通常的制动力放大器的工作方式的示意图。

[0005] 图 1A 中局部地示意性地示出的制动系统具有例如被构造成制动踏板的制动输入元件 10。通过对制动输入元件 10 的操纵,驾驶员可以将驾驶员制动力 F_f 和第一调节行程 s_1 施加到制动系统的传递部件上,例如施加到输入活塞 12 上(见图 1B 的等效线路图)。驾驶员制动力 F_f 可附加地通过(未示出的)制动输入元件传感机构来检测。制动输入元件传感机构例如包括用于测量驾驶员制动力 F_f 的力传感器和/或用于求得制动输入元件 10 的可调节部件的第一调节行程 s_1 的行程传感器。

[0006] 制动系统还具有制动力放大器 14。制动力放大器 14 被设计用于提供支持力 F_u ,以便驾驶员不必完全地作为驾驶员制动力 F_f 来施加对于其车辆制动必需的力。由制动力放大器 14 提供的支持力 F_u 例如可以是驾驶员制动力 F_f 的函数。

[0007] 制动输入元件 10 和制动力放大器 14 如此设置在制动系统中,使得至少驾驶员制动力 F_f 和支持力 F_u 引起总制动力 F_g 。但总制动力 F_g 还可以包括至少一个其它的力。例如,制动力放大器 14 将支持力 F_u 和第二调节行程 s_2 施加到支持活塞 16 上,该支持活塞与输入活塞 12 共同地耦接到力耦合元件例如所示的反应盘 18 上。在图 1B 的等效线路图中,输入活塞 12 作用到反应盘 18 的第一点 P_1 上,支持活塞 16 作用到其第二点 P_2 上。如本领域技术人员公知,点 P_1 和 P_2 可以相当于面。例如就管形支持活塞 16 而言,点 P_2 相当于环形面。

[0008] 通过这种方式可将总制动力 F_g 和第三调节行程 s_3 传递到设置在力耦合元件出口侧的部件比如输出活塞 20 上。在这里,输出活塞 20 在第三点 P_3 或相应的面上接触反应盘 18。

[0009] 商 x 表示在点 P_2 和 P_3 之间的第一距离与在点 P_3 和 P_1 之间的第二距离的比例。在反应盘 18 有弹性的情况下,该反应盘在驾驶员制动力 $F_f \neq 0$ 和/或支持力 $F_u \neq 0$ 时发生变形(图 1B 中未示出)。反应盘 18 的弯曲性可表示成弹性 e 。

[0010] 输出活塞 20 与主制动缸 22 的可调节的部件 21 耦接。在主制动缸 22 上连接着装填有制动介质的(未示出的)制动回路,该制动回路带有至少一个车轮制动缸。改变至少

一个车轮制动缸中的制动压力,就可以对至少一个所属车轮施加与总制动力 F_g 相应的液压制动力矩,或者施加相应的液压制动力。

[0011] 此外,在文献 DE 10 2007 030 441 A1 中记载了一种用于车辆的带发电机的制动系统和一种带发电机的制动系统的相应的方法。如果除了液压制动力矩外还有发电机制动力矩作用到至少一个车轮上,则应如此触发模拟单元,使得与发电机制动力矩相应的液压流体体积从制动系统排出并暂存到该模拟单元的至少一个储存器腔室中,以便使得液压制动力矩减小发电机制动力矩。相应地,在发电机制动力矩不起作用时,用于提高液压制动力矩的液压流体体积应推移回到液压制动系统中。

发明内容

[0012] 本发明提出一种具有权利要求 1 所述特征的、用于运行车辆的制动力放大的液压制动系统的方法和一种具有权利要求 4 所述特征的、用于车辆的制动力放大的液压制动系统的控制装置。

[0013] 该方法和该控制装置的有利的实施方式在从属权利要求中说明。

[0014] 本发明能使制动力放大器的支持力匹配于施加到车辆的至少一个车轮上的至少一种附加制动力,尤其在一些有利的实施方式中借助匹配的支持力补偿和 / 或修整至少一种附加制动力。同样,在至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸的至少一个储存器腔室和制动系统的储存器外部的容积之间推移体积,由此尽管支持力有变化也可实现由驾驶员操纵的制动输入元件的与现有技术相比优化的位置 / 反应能力。这保证了在操纵制动力耦合元件时改善驾驶员的操作舒适性,以规定所期望的车辆额定总制动力矩。

[0015] 根据本发明的方法和相对应的控制装置可应用在具有简单结构的成本低廉的制动系统中。尤其是实施本方法和使用本控制装置时制动系统不需要昂贵的传感机构。

[0016] 由于使用至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸,制动介质装填到至少一个储存器腔室中或者将其从中取出并不会牵涉到能让驾驶员觉察到的噪音和 / 或制动输入元件的能让驾驶员感觉到的移动(振动)。这关系到大大地改善制动系统的 NVH(噪音-振动-声振粗糙度(Noise-Vibration-Harshness)) 值。至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸尤其能够使得制动介质体积“柔和”地推移到至少一个储存器容积中或者从中推移出来。这种“柔和”的推移有利地让驾驶员既听不到也感觉不到,而无需关闭在至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸与主制动缸之间所必需的分隔阀。这尤其可以用于省去在制动系统上安置这种分隔阀。

[0017] 例如,正如借助下述实施方式详细说明的那样,借助本发明可修整(Verblenden)至少一个所施加的附加力,且驾驶员并不会通过反作用、例如“牵连(Mitziehen)”或“单纯牵涉(Reinziehen)”制动输入元件而感觉到它。同时,在使用本发明的技术期间,驾驶员也可以主动地并直接地在其至少一个车轮制动缸中进行“循迹刹车(hineinbremsen)”。若驾驶员例如在实施根据本发明的技术期间再蹬制动踏板,则制动力放大器的全部支持力还可用于快速地建立起大的液压制动力矩。

[0018] 尤其与文献 DE 10 2007 030 441 A1 相比,本发明具有下述优点:在将总制动力施加到主制动缸的可调节的部件上之前就已对附加的发电机制动力矩进行修整。相应地减小制动力放大器上的支持力,由此减小了预压力,或者减小由主制动缸推移的体积。按照这

种方式也可减小要推移到至少一个储存器腔室中的体积。这和执行 DE 10 2007 030 441 A1 的技术所需要的常规储存器腔室相比可减小储存器腔室的尺寸。通过节省安装空间可更加简单地将附加的部件安装在车辆上。同时也可降低要由至少一个制动介质输送元件例如柱塞的电动机做出的功率。因而可使用成本低廉的泵、阀、柱塞和 / 或双腔室缸。为了快速地建立起大的液压制动力矩, 无需将体积从至少一个储存器腔室快速地输送回去, 而这牵涉到明显提高的马达功率。

[0019] 附加地作为使用压力传感器的替代方案, 使用至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸, 借助至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸的触发信号, 必要时借助其测量信号, 可估算压力和 / 或计算压力。合适的触发信号和 / 或测量信号例如是至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸的可调节元件上的触发电流和 / 或行程测量信号。

附图说明

[0020] 下面参照附图来说明本发明的其它特征和优点。其中：

[0021] 图 1A 和 1B 为用于说明通常的制动力放大器的工作方式的示意图；

[0022] 图 2 为用于示出方法的第一实施方式的流程图；

[0023] 图 3 为控制装置的实施方式的示意图；

[0024] 图 4 为制动力放大的液压制动系统的第一实施方式的示意图；

[0025] 图 5 为液压制动系统的柱塞的第一实施例的示意图；

[0026] 图 6 为液压制动系统的柱塞的第二实施例的示意图；

[0027] 图 7 为制动力放大的液压制动系统的第二实施方式的示意图；

[0028] 图 8A 至 8D 为用于示出方法的第二实施方式的制动系统耦接机构的示意图。

具体实施方式

[0029] 图 2 示出了用于说明方法的第一实施方式的流程图。

[0030] 在方法步骤 S1 中, 求得关于至少一个附加制动力增大量或减小量的信息, 所述附加制动力附加于制动系统的液压制动力施加到车辆的至少一个车轮上。该信息可以包括参量、信号和 / 或测量值, 它们表明, 除了制动系统的液压制动力矩外, 还有至少一个附加的力施加到至少一个车轮上。例如, 作为该信息可以求得关于发电机制动力矩、摩擦力和 / 或下坡从动力 (Hangabtriebskraft) 的至少一个增大量或减小量的信息。这种信息可以表明, 是否对至少一个车轮施加了车辆自身的发电机的制动力矩、极限摩擦力和 / 或不等于零的下坡从动力, 和 / 或其增大量或减小量是否大于预定的最小差值。但预定的最小差值也可以等于零。作为其替代或补充, 在求得该信息时也可以求得车辆是否处于静止状态。

[0031] 在方法步骤 S2 中, 只要增大量或减小量大于预定的最小参量, 那么由与制动输入元件一起耦接到力耦合元件上的制动力放大器提供的支持力就改变一个力差值。在考虑到求得的信息情况下如此改变支持力, 从而使得液压制动力与附加制动力的增大量或减小量相对应地变化。

[0032] 例如, 只要作为该信息而求得关于发电机制动力矩、摩擦力和 / 或下坡从动力的至少一个增大量或减小量的信息, 就可将支持力改变一个力差值, 该力差值能补偿发电机制动力矩、摩擦力和 / 或下坡从动力的增大量或减小量。尤其可按这种方式如此改变制动

力放大器的支持力,从而使得液压制动力矩和发电机制动力矩的总和等于额定总制动力矩。也可如此重新确定支持力,从而尽管例如在光滑的冰上行驶时摩擦力极低,仍可基于对液压制动力矩的调整来保证额定总制动力矩。作为其替代或补充,尽管尤其在倾斜的平面上制动时有极端的下坡从动力,也可如此确定支持力,从而尽管下坡从动力极大仍保持驾驶员所期望的车辆减速。

[0033] 此外,作为为信息求得车辆利用作为至少一种附加制动力起作用的静摩擦力而处于静止状态时,能够将支持力减小与支持力相同的力差值。通过这种方式,在车辆处于静止状态时可以减小制动力放大器的能量消耗。

[0034] 紧接着在方法步骤 S3 中,在考虑所求得的信息的情况下,在至少一个柱塞的和/或至少一个双腔室缸(Zwei-Kammern-Zylinder)的至少一个储存器腔室与制动系统的储存器外部的容积之间如此推移制动系统的制动介质体积,从而将与力差值相对应的补偿力施加到制动输入元件上。考虑所求得的信息也可以意味着考虑从所求得的信息中推导出来的参量。制动系统的储存器外部的容积可以理解为制动系统的在至少一个储存器腔室之外的至少一个部分区域的容积,所述容积与储存器腔室如此连通,从而储存器腔室的装满或者排空会导致在储存器腔室外部容积中的压力的减小或者压力的增大。也可将这种储存器外部容积称为制动系统的储存器外部的剩余容积,该剩余容积可与储存器腔室进行制动介质交换。

[0035] 在本方法的一个优选的实施方式中,如此确定额定容积推移,即补偿力补偿了由支持力的力差导致的施加到制动输入元件上的调节力。下面对执行方法步骤 S1 至 S3 的简单可行的技术方案进行详细的说明。

[0036] 在上述段落中说明的方法例如能应用在用于修整(Verblenden)随时间变化的发电机制动力矩的再生制动系统中。在此所述的方法也可用于在车辆的静止状态下减小由制动力放大器所施加的支持力,并通过这种方式节省能量。然而,在此所述的方法的用途并不局限于所列出的实施例。

[0037] 图 3 示出了控制装置的实施方式的示意图。

[0038] 在图 3 中示意性地示出的控制装置 25 具有输入机构 26,设计该输入机构用于接收关于至少一个附加制动力的增大量或减小量的信息 27,所述附加制动力附加于制动系统的液压制动力施加到车辆的至少一个车轮上。附加地设计所述输入机构 26,以便只要附加的制动力的增大量或减小量大于设定的最小差值,就提供至少一个与所述信息相应的接收信号 28。

[0039] 设计控制装置 25 的第一分析机构 29,以便在考虑到至少一个接收信号 28 的情况下确定关于支持力的额定变化的额定力变化参量,所述支持力可由与制动输入元件一起耦接到力耦合元件上的制动力放大器提供。关于利用第一分析机构 29 如此确定额定力变化参量的一些有利的技术方案,参阅上述和下述实施例。紧接着,第一分析机构 29 将与所确定的额定力变化参量相应的第一分析信号 30 输出给控制装置的第一触发机构 31。

[0040] 设计第一触发机构 31,以便将与所确定的额定力变化参量相应的第一触发信号 32 输出给(未示出的)制动力放大器。下面将更加详细地说明借助第一触发机构 31 对制动力放大器进行触发。采用这种方式可实现将支持力改变一个与所确定的额定力变化参量相应的力差值,并且可与附加的制动力的增大量或减小量对应地改变液压制动力。

[0041] 在所示的实施方式中,第一分析机构 29 还被设计用于将第二分析信号 33 提供给控制装置 25 的第二分析机构 34。第二分析信号 33 可包括所接收的信息 27 的至少一部分和 / 或所确定的额定力变化参量。第二分析机构 34 被设计用于在考虑第二分析信号 33 的情况下,也就是说在间接地考虑至少一个接收信号 28 的情况下,确定关于在至少一个柱塞的和 / 或至少一个双腔室缸的至少一个储存器腔室与制动系统的储存器外部的容积之间推移制动系统的制动介质的额定体积的额定体积推移参量。下面描述用于确定额定体积推移参量的有利的技术方案,所述额定体积推移参量适当补偿支持力的变化,进而补偿总制动力的变化,从而使得驾驶员感觉不到制动输入元件的变化的位置 / 工作方式。

[0042] 在确定了额定体积推移参量 (Soll-Volumenverschiebungsgröße) 之后,第二分析机构 34 将第三分析信号 35 输出给控制装置 25 的第二触发机构 36。借助第三分析信号 35 可如此激活第二触发机构 36,从而使得与所确定的额定体积推移参量相应的第二控制信号 37 输出给制动系统的至少一个 (未示出的) 制动介质输送元件。优选可借助第二控制信号 37 如此触发至少一个制动介质输送元件,从而使得制动介质体积根据额定体积推移参量借助制动介质输送元件可在至少一个储存器腔室和制动系统的储存器腔室外部的容积之间推移。

[0043] 通过这种方式保证制动介质体积可根据所确定的额定体积推移参量在至少一个储存器腔室和制动系统的储存器腔室外部的容积之间推移,并且可将与力差值对应的补偿力施加到制动输入元件上。尤其可借助该推移的制动介质体积来补偿至少由支持力和驾驶员制动力构成的、施加到主制动缸的可调节的部件上的总制动力的通过第一控制信号 32 触发的变化。在这种情况下,推移的制动介质体积可引起补偿力,这种补偿力补偿重新确定的总制动力对制动输入元件的作用。

[0044] 在一种有利的实施方式中,第二触发机构 36 例如可被设计用于借助第二控制信号 37 将至少一个柱塞马达作为至少一个制动介质输送元件进行触发。作为其替代或补充,第二触发机构 36 也可被设计用于在考虑到所确定的额定体积推移参量的情况下,借助第二控制信号 37 将至少一个泵和 / 或至少一个阀作为至少一个制动介质输送元件进行触发。其优选实现方式为,随着至少一个双腔室缸的第一腔室的容积的增大,与额定体积推移参量相应的体积可从至少一个双腔室缸的第二腔室推移到储存器腔室外部的容积中。相应地,借助第二触发机构 36 也可如此触发阀,从而制动介质通过所触发的阀从第一腔室流出而使第一腔室的容积下降,由此引起与额定体积推移参量相应的制动介质从储存器腔室外部的容积推移到第二腔室中。下面将更加详细地说明相应地可借助第二控制信号 37 触发的柱塞和 / 或双腔室缸的有利的实施方式。

[0045] 图 4 示出了制动力放大的液压制动系统的第一实施方式的示意图。

[0046] 用于车辆的在图 4 中示意性地示出的液压制动系统包括主制动缸 50,制动介质储存器 (Bremsmediumreservoir) 52 通过至少一个连接通道 54 与该主制动缸连接。例如构造为制动踏板的制动输入元件 56 如此与主制动缸 50 耦接,从而使得车辆驾驶员利用液压制动系统通过对制动输入元件 56 的操纵可以引起主制动缸 50 中的压力变化。为了支持驾驶员,将制动力放大器 58 如此耦接到主制动缸 50 上,从而使得在驾驶员操纵制动输入元件 56 时由至少施加到制动输入元件 56 上的驾驶员制动力和制动力放大器 58 所提供的支持力构成的总制动力能够引起主制动缸 50 中的压力变化。由此可减小为了使得车辆的至少一个

车轮 60 制动而要由驾驶员施加的驾驶员制动力。该制动力放大器 58 例如可以是机电的制动力放大器 (i 放大器) 或液压的制动力放大器。制动力放大器 58 优选是可控制的 / 可调节的制动力放大器, 这还允许进一步利用制动力放大器 58。

[0047] 在主制动缸 50 上如此连接有至少一个制动回路 62a 和 62b, 从而使得制动介质能在主制动缸 50 与至少一个制动回路 62a 或 62b 之间流动。这种制动回路 62a 或 62b 包括至少一个车轮制动缸 64a-64d。所示出的制动回路具有两个制动回路 62a 和 62b, 它们分别具有两个车轮制动缸 64a-64d。但需要指出, 这里描述的液压制动系统的实现方案并不局限于一定数量的、具有固定地设定的数量的车轮制动缸 64a-64d 的制动回路 62a 和 62b, 它们。同样可以任意地按照轴的方式地、独立于车轮地或对角线地将制动系统的制动回路 62a 和 62b 分配给车辆的至少四个车轮 60。在另一种实施方式中, 液压制动系统也可以具有用于 X 制动回路分布的三个制动回路。

[0048] 图 4 所示的制动系统的两个制动回路 62a 和 62b 设计相同。但该制动系统并不局限于其制动回路 62a 和 62b 的相同的构造。在此仅仅示例性地示出: 为所示出的制动回路 62a 和 62b 各配备一个高压切换阀 66a 和 66b、一个转换阀 68a 和 68b 以及与其并联布置的止回阀 70a 和 70b、以及各一个泵 78a 或 78b, 针对每个车轮制动缸 64a-64d 配备各一个车轮进气阀 72a-76d 以及与其并联布置的止回阀 74a-74d 和车轮排气阀 76a-76d, 其中两个泵 78a 和 78b 位于马达 80 的同一轴上。这里所描述的制动系统并不局限于为其制动回路 62a 或 62b 配备部件 72a-78b 或者说并不局限于它们在这里所示出的相互耦接。为每个制动回路 62a 和 62b 各配备一个设置在泵 78a 或 78b 的吸入侧与所属的车轮排气阀 76a-76d 之间的另外的止回阀 82a 或 82b 以及一个储存器腔室 84a 或 84b, 这同样仅是示例性的。针对每个制动回路 62a 或 62b, 所示出的压力传感器 86 的总数量及其在所述制动回路上的布置情况也是可选的, 因为它们并非必须存在。至少一个压力传感器 86 例如可以是 Hz 压力传感器和 / 或回路压力传感器 (Kreisdrucksensor)。

[0049] 每个制动回路 62a 和 62b 都具有各自的柱塞 88a 或 88b, 所述柱塞与所属泵 78a 或 78b 的输送侧相邻地布置。另一个柱塞 90 具有分别引至两个制动回路 62a 和 62b 的与主制动缸 50 耦接的两个输入管路的穿流开口。需要指出, 这里描述的制动系统的配置并不局限于一定数量的柱塞 88a、88b 或 90 或者它们在至少一个制动回路 62a 或 62b 上或者至少一个制动回路 62a 或 62b 中的布置情况。每一个柱塞 88a、88b 和 90 都可以视为制动介质输送元件, 其具有制动系统的各自安装的储存器容积, 借助该制动介质输送元件可使得制动介质体积在柱塞 88a、88b 或 90 的至少一个储存器容积与至少一个所属制动回路 62a 和 62b 的储存器外部的容积之间推移。下面说明柱塞 88a、88b 和 90 的两个有利的实施例。

[0050] 图 5 示出了液压制动系统的柱塞的第一实施例的示意图。

[0051] 在图 5 中示意性地示出的柱塞 88a 具有柱塞储存器腔室 100 和柱塞马达 104, 所述柱塞马达借助于耦接件 106 与柱塞储存器腔室 100 的可调节的壁部件 102 耦接。利用柱塞马达 104 与可调节的壁部件 102 之间的耦接件 106 可控制柱塞储存器腔室 100 的容积或者说装入到柱塞储存器腔室 100 中的制动介质质量。

[0052] 为了附加地控制柱塞储存器腔室 100 与制动回路 62a 的 (示意性地仅部分地示出的) 储存器外部的容积之间的制动介质流, 在柱塞 88a 的入口侧布置有阀单元 108。所述阀单元 108 例如可以是止回阀、开关阀或调节阀。柱塞 88a 和阀单元 108 也可以一体地构造。

下面将详细地说明对柱塞 88a 和阀单元 108 的触发。

[0053] 在主制动缸 50 中的液压压力（预压力）和 / 或主制动缸 50 的可调节的部件 21 的位置因而不仅可通过总制动力 F_g 来控制，而且可通过对柱塞马达 104 和阀单元 108 的操纵来控制，所述总制动力至少可由驾驶员制动力 F_f 和 / 或制动力放大器的支持力 F_U 得到。因此存在以下可能性，即与由驾驶员施加的驾驶员制动力 F_f 和 / 或由制动力放大器提供的支持力 F_u 无关地改变主制动缸 50 中的液压压力（预压力）和 / 或主制动缸 50 的可调节的部件 21 的位置，进而改变施加到相关车轮上的液压制动力矩。下面将详细说明由此得到的优点。

[0054] 图 6 示出了液压制动系统的柱塞的第二实施例的示意图。

[0055] 由于将柱塞马达 104 和柱塞储存器腔室 100 的可调节的壁部件 102 耦接的自锁式的耦接件 110，柱塞 88a' 经过适当设计，从而至少在出现紧要的压力之前防止制动系统的柱塞储存器腔室 100 并非所愿地填满，或者防止柱塞 88' a 并非所愿地推移回去。对此也可以这样认为：柱塞 88' a 为自锁式设计。这种柱塞 88' a 同样也保证了后续说明的优点。

[0056] 代替上述实施例或者除了上述实施例，也可以采用柱塞的其它实施例，例如采用具有附加的传动装置的实施例。

[0057] 柱塞 88a 和 88a' 的在此所述的实施例能以简单的方式集成到图 4 所示的制动系统中。这种制动力放大的液压制动系统可以附加地配备有 ABS 机组、ESP 机组或 EHB 系统和 / 或另一种构造的制动调节系统。由于至少一个 88a、88b 和 / 或 90 与主制动缸 50 之间的液压连接，所述柱塞正如下面将详细说明的那样，可以用来改善驾驶员操作制动输入元件 56 的舒适性。

[0058] 图 4 的液压制动系统也具有在上面已经说明过的控制装置 25。优选可借助第一控制信号 32 如此触发制动力放大器 58，从而使得在接收关于附加于制动系统的液压制动力矩施加到至少一个车轮 60 上的附加制动力的信息的情况下，通过比较参量如此改变由制动力放大器 56 提供的支持力，从而至少由支持力和驾驶员制动力构成的总制动力引起在至少一个车轮制动缸 64a-64d 中改变的液压制动力矩，该制动力矩与附加制动力一起产生优选的额定总制动力矩。为此例如也可以在制动输入元件 56 上布置力传感器和 / 或行程传感器，所述传感器将驾驶员制动期望信号附加地提供给控制装置 25。在这种情况下，控制装置 25 还被设计用于在确定额定力变化参量时也考虑到驾驶员制动期望信号，并将与制动输入元件 56 的操纵相匹配的第一控制信号 32 输出给制动力放大器 58。

[0059] 能够通过第二控制信号 37 如此触发柱塞 88a、88b 和 90，从而在主制动缸 50 中产生压力变化，这种压力变化导致：尽管支持力有显著变化，但制动输入元件 56 仍然保持在优选的位置中。通过第二控制信号 37 对柱塞 88a、88b 和 90 的触发可在考虑到制动回路 62a 和 62b 的压力 - 体积特性曲线以及附加地考虑到有关制动输入元件 56 与制动力放大器 58 和主制动缸相耦接的重要参量的情况下进行（见下面）。

[0060] 通常，由制动力放大器 58 提供的支持力的变化有时与制动输入元件 56、例如制动踏板的“牵连 (Mitziehen)”有关。这在驾驶员进行刹车 (einbremsen) 时常常让人感觉烦躁，因为制动输入元件的特性已相应地变化。在这种情况下，驾驶员例如在接触制动踏板时会觉察到并非所期望的制动踏板位置。然而，在此所述的根据本发明的技术中，通过柱塞

88a、88b 和 90 的将在下面详细说明了的补偿功能来提供一种补偿力,所述补偿力可实现:尽管支持力有变化,但制动输入元件 56 仍然保持在优选的(标准的)位置中。

[0061] 下面借助用于修整能量回收的(再生的)制动的应用实施例对图 4 的根据本发明的制动系统技术进行说明。然而需要指出的是,根据本发明的技术也能够相应地用于使液压制动力矩适配于在车轮 60 的至少一个上的低摩擦、适配于极大的下坡从动力和/或适配于车辆的当前静止状态。

[0062] 对于在此所描述的应用实施例来说,发电机对车轮 60 的至少一个、优选对车辆的轴施加一种附加的发电机制动力矩。发电机制动力矩例如能够由于其取决于车辆当前速度和/或其取决于可通过发电机充电的车辆电池的充电状态而随时间变化。可简单地认为,由制动力放大的液压制动系统的液压制动力矩和发电机制动力矩造成当前的车辆减速。

[0063] 通过控制装置 25 的第一控制信号 32 可如此匹配制动力放大器 58 的支持力,从而使使得车辆减速与驾驶员的可求得的驾驶员制动期望相符。例如为此在发电机制动力矩增加时、尤其在发电机介入(Einblenden)时如此减小制动力放大器 58 的支持力,从而使得在驾驶员均匀地操纵制动输入元件 56 时车辆减速保持恒定。相应地,当发电机制动力矩减小时、例如像当发电机淡出(Ausblenden)时提高制动力放大器 58 的支持力,从而尤其在恒定地操纵制动输入元件 56 时就可保持所期望的车辆减速。相应地,当驾驶员非均匀地操纵制动输入元件 56 时制动力放大器的支持力也可如此和发电机制动力矩相匹配,从而使使得当前的车辆减速与可求得的驾驶员制动期望相符。

[0064] 然而,如果例如在发电机介入时减小制动力放大器 58 的支持力,那么在主制动缸 50 和在两个制动回路 62a 与 62b 中的压力要比驾驶员由于施加到制动输入元件 56 上的力而期望的要小。在这种情况下,由于总制动力减小,所以推移到车轮制动缸 64a-64d 的车轮制动钳中的体积较小。在此,推移体积的偏差与车轮制动缸 64a-64d 的 pV 特性曲线相符。这意味着,在主制动缸 50 中通常保留比驾驶员制动力大的体积,并且踏板行程因此由于主制动缸 50 施加到制动输入元件 56 上的反作用力而更短。驾驶员常常感觉到制动输入元件处于一种不期望的突出的位置。

[0065] 然而,借助第二控制信号 37 对柱塞 88a、88b 和 90 进行触发,就可将附加的制动介质体积推移到柱塞 88a、88b 和 90 的储存器腔室中。这可能引起制动输入元件 56 的“卷入(Hineinziehen)”或者“陷入(Hineinfallen)”。踏板行程因此与驾驶员制动力相匹配。踏板行程和制动输入元件 56 的位置的这种匹配为驾驶员带来了附加的操作舒适性。

[0066] 在上述两段中所述的方法步骤相应地也可用于通过发电机制动力矩的减小量而引起制动力放大器 58 的支持力的提高。在控制信号 32 和 37 相应地协调一致时,也就是在改变支持力并且使制动介质体积在至少一个储存器腔室和储存器腔室外部容积之间推移时,尽管制动系统中的液压制动力矩/液压制动压力发生变化,但仍然能调节出制动输入元件 56 的对驾驶员来说中性的(neutral)力-行程特性。

[0067] 由于使用了至少一个柱塞 88a、88b 和 90,这里所述的制动介质推移与最小的噪音负荷相联系。因此,制动介质尤其可“柔和地”推移,这让驾驶员既不会感觉到制动输入元件 56 的“振动(Zittern)”,也不会感觉到其“反冲(Rückstoß)”。因此,对随时间变化的发电机制动力矩的修整并不会影响到驾驶员对制动输入元件 56 的操作舒适性。

[0068] 只要至少一个柱塞 88a、88b 和 90 具有前置的阀,所述阀就可以有利地构造止回

阀,从而使得即使在阀的主阀座关闭时也能将柱塞体积输送到制动回路 62a 或 62b 中。因此即使在阀发生故障时、例如由于不能持久供电而引起关闭时,或者在阀卡住时,仍然能将体积从至少一个柱塞 88a、88b 和 90 输送回到所属的制动回路 62a 或 62b 中。因此可防止由于体积的“不足”而可能出现的制动不足。

[0069] 图 7 所示为制动力放大的液压制动系统的第二实施方式的示意图。

[0070] 在图 7 中示意性地示出的制动系统具有已经说明过的部件 50-86 以及 92a 和 92b。但第二制动回路 62b 配备有双腔室缸 150 来代替柱塞。在示出的制动系统的一种改进方案中,也可以给第一制动回路 62a 配备这种双腔室缸。

[0071] 双腔室缸 150 包括第一腔室 152 和第二腔室 154。两个腔室 152 和 154 之间的分隔壁包括可推移的分隔元件 153,从而两个腔室 152 和 154 的总容积在两个腔室 152 和 154 其中之一增大 / 缩小时保持恒定。第一腔室 152 对准第二制动回路 62b 的泵 78b 的输送侧。由此可通过泵 78b 的运行将制动介质体积泵入到双腔室缸 150 的第一腔室 152 中。此外,第一腔室 152 的开口通过阀 156 与通入到制动介质储存器 52 中的储存器管路 158 连接。由此可以在阀 156 处于打开状态时使得制动介质体积从第一腔室 152 经由储存器管路 158 流入到制动介质储存器 52 中。

[0072] 双腔室缸 150 的第二腔室 154 通过中间管路 160 耦接到管路 162 上,所述管路通过切换阀 68b 将车轮进气阀 72c 和 72d 与输入管路 92b 连接起来。由此可以在切换阀 68b 打开且车轮进气阀 72c 和 72d 关闭情况下使得制动介质体积在双腔室缸 150 的第二腔室 154 与主制动缸 50 之间推移。

[0073] 下面说明控制装置 25、双腔室缸 150、阀 156 和泵 78b 的有利的共同作用,以修整随时间变化的发电机制动力矩。当然,这些部件 25、78b、150 和 158 也能够用于补偿车轮 60 的至少一个上较低的摩擦力、极端的下坡从动力,和 / 或用于在车辆处于静止状态时用于减小制动力放大器 58 的能量消耗。

[0074] 在发电机制动力矩减小的情况下,可以保持由驾驶员规定的额定总制动力矩,其做法是:通过第一控制信号 32 来触发制动力放大器 58,从而提供较大的支持力。因此,即使在驾驶员恒定地操纵制动输入元件 56 时,由支持力和驾驶员制动力构成的总制动力也增加。由于有较大的总制动力,所以在主制动缸 50 中产生较大的压力。这种较大的压力引起作用到制动输入元件 56 上的、较大的复位力。为了避免这种情况,可通过容积容纳部 (Volumenaufnahme) 在主制动缸中产生压降。为此将阀 156 打开,这样就可以打开制动介质储存器 52 与双腔室缸 150 的第一腔室 152 之间的液压连接通路。由此可以使制动介质通过该打开的液压连接部从第一腔室 152 流入到制动介质储存器 52 中。由于在第一腔室 152 中产生压力减小,分隔元件 153 在两个腔室 152 和 154 之间推移。第二腔室由此容纳来自第二制动回路 62b 的储存器外部的容积的一定体积的制动介质。

[0075] 在发电机制动力矩减小时可相应地借助第一控制信号 32 提高支持力。如果想通过第二控制信号 37 实现在制动系统中建立附加的压力或者容积,则可通过相应地输出给泵 78b 的第二控制信号 37 从制动介质储存器 53 中抽吸体积。尤其只要一个相应的(未示出的)、用于打开的第二控制信号 37 也输出给高压开关阀,就可保证如此从制动介质储存器 52 中抽吸体积。代替来自制动介质储存器 52 中的体积,也可实现来自储存器腔室 84b 中的体积。

[0076] 将制动介质体积泵入到第一腔室 152 中,由此相应地提高其中的压力。通过所引起的压力提高,在腔室 152 和 154 之间的分隔元件 153、例如活塞发生推移。由此在第二腔室 154 中压力增大,这引起从第二腔室 154 到储存器外部的容积中的体积推移。

[0077] 这里所述的根据本发明的技术的主要优点是,泵的脉冲由于用作减振器的双腔室缸 150 而减小 / 最小化。因为针对压力增大动力学 (Druckaufbaudynamik) 主要使用制动力放大器 58,尤其使用可调节或可控制的制动力放大器 58,所以对于这种应用来说双腔室缸 150 的动力是足够的。

[0078] 图 8A 至 8D 示出了制动系统的耦接机构的示意图以说明所述方法的第二实施方式。

[0079] 液压的制动系统具有与柱塞的和 / 或双腔室缸的液压腔室连接的制动力放大器 14,通过后续说明的、用于在该制动系统中使液压制动力发生变化的方法,可在保证对所属制动系统的至少一个制动输入元件的良好操作舒适性的情况下,实现对附加的制动力矩的在力 - 行程方面中性的修整和 / 或补偿。

[0080] 所示出的耦接机构包括已说明的部件 10 至 22。然而需要指出的是,本方法的可实施性并不局限于这种耦接机构。例如也可以代替反应盘 18 而使用另一种力耦合元件,以将驾驶员制动力 F_f 和支持力 F_u 加入到总制动力 F_g 中。在此,总制动力 F_g 还能够包括至少一种附加力,该附加力在下面不予探讨。此外,本方法的可实施性并不局限于装有制动气体或制动液体的制动回路的一定的实施方式。例如在制动系统中的容积管理方面也可以考虑采用一些不同的替代方案。

[0081] 制动力放大器 14 例如可以是机电的制动力放大器、真空制动力放大器和 / 或液压的制动力放大器。当然,为了提供支持力 F_u ,也可以使用多个制动力放大器 14。制动力放大器 14 优选被设计用于可控制的 / 可调节的制动力支持。制动力放大器 14 优选被设计用于将支持力 F_u 确定为驾驶员制动力 F_f 和 / 或第一调节行程 s_1 的函数。因此,本领域技术人员显然知道,该方法的可实施性并不局限于制动力放大器 14 的一定的类型。

[0082] 图 3A 所示为用于说明在驾驶员制动力 $F_f \neq 0$ 且支持力 $F_u \neq 0$ 时反应盘 18 的变形的等效模型。点 P1 至 P3 相当于反应盘 18 上的表面。若点 P1 相对于点 P3 调节反应盘 18 的一个弯曲参量 Δ ,则有:

[0083] (方程式 1) $s_1 = s_3 + \Delta$;

[0084] 因此,输出活塞 20 调节第三调节行程 s_3 通常引起输入活塞 12 和制动输入元件 10 调节第一调节行程 s_1 。

[0085] 从反应盘 18 上的力矩平衡中可得到:

[0086] (方程式 2) $\Delta * e = F_f - x * F_u$;

[0087] 因此,将方程式 (2) 代入到方程式 (1) 中可以得到:

[0088] (方程式 3) $s_1 = s_3 + (F_f - x * F_u) / e$;

[0089] 在制动输入元件 10 的第一调节行程 s_1 和输出活塞 20 的第三调节行程 s_3 之间的根据方程式 (3) 的这种关系通常往往会导致有损于制动输入元件 10 的操纵舒适性。由于这种关系,例如在主制动缸 22 和 / 或制动回路中的压力变化会导致制动力耦合元件 10 的让驾驶员烦躁的推移。通过下述方法可克服该缺点。

[0090] 例如应该认为,在此所述的方法用于修整发电机制动力矩。然而,本方法的用途并

不局限于该实施例。

[0091] 图 8B 示出在方法开始前在时刻 $t = t_0$ 时具有部件 10-22 的耦接机构。为明了起见,下面假定驾驶员在时刻 t_0 并且在整个方法期间对制动输入元件 10 施加恒定不变的驾驶员制动力 F_f 和恒定不变的第一调节行程 s_1 。相应地,在时刻 t_0 时由制动力放大器 14 提供恒定不变的支持力 F_u 和恒定不变的第二调节行程 s_2 。(已知由制动力放大器 14 提供的支持力 F_u 通常没有要额外执行的测量步骤。)然而,后续说明的方法并不局限于由驾驶员恒定不变地操纵制动输入元件 10。

[0092] 因此,与总制动力 F_g 成比例的恒定的液压制动力矩 M_h 作用到至少一个配属于制动回路的车轮上,其中,由制动压力 p (相当于总制动力 F_g) 和常数 C 得到液压制动力矩 M_h :

[0093] (方程式 4) $M_h = C * p$;

[0094] 在时刻 $t > t_0$ 激活附加制动力矩 M_z 。附加制动力矩 M_z 例如是发电机制动力矩。但也可以代替发电机制动力矩而采用所述方法来修整另一附加制动力矩 M_z 。

[0095] 因此,总制动力矩 $M_g(t > t_0)$ 由液压制动力矩 $M_h(t > t_0)$ 和附加制动力矩 $M_z(t > t_0)$ 组成 :

[0096] (方程式 5) $M_g(t > t_0) = M_h(t > t_0) + M_z(t > t_0)$;

[0097] 只要例如发电机制动力矩减小并且 $M_z(t > t_0)$ 是负的,后续说明的方法同样可实施。

[0098] 虽然附加制动力矩 $M_z(t > t_0) \neq 0$,但是期望在驾驶员恒定地操纵制动输入元件 10 时保持总制动力矩 $M_g(t > t_0) = M_g(t_0)$ 。为此执行上面已说明的方法步骤 s_1 - s_3 。

[0099] 例如在方法步骤 s_2 中直接或间接地求出在车轮制动缸中的制动压力 p 可改变的压差 Δp ,以便保持恒定的总制动力矩 $M_g(t > t_0) = M_g(t_0)$ 。例如下式可适用于压差 Δp :

[0100] (方程式 6) $\Delta p = M_z(t > t_0) / C$;

[0101] 只要通过主制动缸 22 中的预压力使制动压力 p 改变压差 Δp ,就可保证按照期望保持恒定的总制动力矩 $M_g(t > t_0)$ 。在此有利的是,使得总制动力 F_g 改变额定制动力变化量 ΔF_g ,由此改变预压力 :

[0102] (方程式 7) $\Delta F_g = A * M_z(t > t_0) / C$;

[0103] 其中, A 相当于主制动缸 22 的表面积。

[0104] 由于并不期望为了引起额定制动力变化量 ΔF_g 而改变驾驶员制动力 F_f ,所以根据额定制动力变化 ΔF_g 来改变由制动力放大器 14 提供的支持力 F_u 。因此,额定支持力变化 ΔF_u 为 :

[0105] (方程式 8) $\Delta F_u = A * M_z(t > t_0) / C$;

[0106] 图 8C 示出在执行方法步骤 S_1 和 S_2 后在时刻 $t_1 > t_0$ 时的耦接机构。因此在时刻 t_1 时优选如此调节制动压力 p ,使得在时刻 t_1 时施加在至少一个车轮上的总制动力矩 $M_g(t_1)$ 相当于在时刻 t_0 时的总制动力矩 $M_g(t_0)$,也就是说, $M_g(t_1) = M_g(t_0)$ 。

[0107] 根据恒定不变的驾驶员制动力 F_f 来保持车辆均匀地制动。在时刻 t_1 时的支持力 $F_u(t_1)$ 相当于在时刻 t_0 时的支持力 $F_u(t_0)$ 和额定支持力变化量 ΔF_u 的差。通过降低预压力,可自动地在制动系统的所有车轮制动缸中减小制动压力 p 。也可在那些未与发电机连接的车轮上感觉到预压力的降低。通过这种方式可修整较大的发电机力矩。

[0108] 如借助上述说明可清楚地得知,借助制动力放大器 14 可简单地调节液压制动压

力 / 液压制动力。然而如参照图 8c 可清楚地得知,对液压制动力 / 液压制动力的这种改变通常也会牵涉到主制动缸 22 中的体积变化和 / 或反应盘 18 的弯曲。(为明了起见,在时刻 t_0 时的反应盘 18 的“形状”在图 8C 和图 8D 的等效模型中用虚线 24 绘出。最好在其它方法步骤中也考虑到这种效应)。然而,为了使第一调节行程 s_1 保持不变,进而使制动输入元件 10 的位置保持不变,有利的是:

[0109] (方程式 9) $s_1(t_2) = s_1(t_0)$;

[0110] 这通过在制动系统中的下述体积调节,在方法步骤 S4 和 S5 中实行,所述体积调节可利用柱塞和 / 或双腔室缸来实现。例如按照这种方式可防止制动输入元件 10 的反冲 (Rückstoß)。

[0111] 可简单地通过车轮的压力 - 体积特性曲线即所谓的 pV - 特性曲线来设计 / 计算主制动缸 22 中的体积变化。(也能很好地估算各个车轮的 pV 特性曲线)。按照这种方式就可推导出在主制动缸 22 的可调节的部件的体积变化 $V(t_0 \rightarrow t_1)$ 和位移 Δs_3 之间的关系 (见图 8c), 其中:

[0112] (方程式 10) $\Delta s_3 = V(t_0 \rightarrow t_1) / A$;

[0113] 然而,按照这里所述方法的一个有利的实施方式,尽管由于体积变化 $V(t_0 \rightarrow t_1)$ 引起输出活塞 20 的所述位移 Δs_3 , 仍然能使制动输入元件 10 的第一调节行程 s_1 保持恒定。这是在考虑上面已推导出的方程式 (3) 的情况下实现的。在方法步骤 S3 中,例如将制动介质的额定体积变化 / 制动介质在至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸的至少一个储存器腔室和储存器腔室外部的容积之间的额定体积推移确定为额定体积推移参量。优选借助前面的方程式 (方程式 1) 到 (方程式 3) 如此地确定额定体积变化量 ΔV , 即:

[0114] (方程式 11) $\Delta V = A * (\Delta s_3 + x * \Delta F_u / C)$;

[0115] 因此,在确定额定体积变化量 ΔV 时可有利地考虑,根据额定支持力变化 ΔF_u 来改变支持力,由此引起制动系统的容纳体积改变 $V(t_0 \rightarrow t_1)$ 或者 Δs_3 , 并且 (由于反应盘 18 的弹性 e) 引起反应盘 18 的变形。这两种效应是反向的,因此例如正的 Δs_3 会导致负的项 ($x * \Delta F_u / C$)。

[0116] 为了遵循方程式 (9), 在方法步骤 S3 中对制动系统的至少一个制动介质输送元件进行合适的触发,由此实现在方程式 (11) 中推导出来的额定体积变化量 ΔV 。例如,为了在驾驶员制动力 F_f 相同时不仅能使减速而且也能使踏板行程保持恒定,使在方程式 (11) 中确定的额定体积变化量 ΔV 在至少一个柱塞和 / 或至少一个双腔室缸的至少一个储存器腔室和制动系统的储存器腔室外部的容积之间推移。

[0117] 图 8D 示出在利用制动系统的适合于使得制动介质在制动回路中重新分配的部件来实现额定体积变化量 ΔV 之后在时刻 t_2 时的耦接机构。在此,在时刻 t_2 的调节行程 $s_1(t_2)$ 优选相应于在时刻 t_0 时规定的调节行程 $s_1(t_0)$, 也就是说, $s_1(t_2) = s_1(t_0)$ 。

[0118] 如本领域技术人员已知,可快速地执行在上述段落中说明的方法步骤,使得在时刻 t_0 和 t_2 之间的时间间隔趋于零。第一调节行程 s_1 因此保持恒定不变。由此,通过实施所述方法,当驾驶员制动力 F_f 恒定不变时,尽管附加制动力矩 M_z 不等于零,也能保证第一调节行程 s_1 恒定不变。因此,驾驶员觉察不到附加制动力矩 M_z 的激活。由此,在上述段落中所描述的方法可保证改善驾驶员的驾驶舒适性。

[0119] 同样,在此所述的方法中,车辆减速保持恒定与第一调节行程 s_1 保持恒定可彼此

脱钩且相互独立地进行。

[0120] 由制动力放大器 14 的放大系数 γ 可得到借助上述方法实现的可能的能量回收能力的百分比。若支持力 F_u 等于零,并且只有驾驶员制动力 F_f 作为总制动力 F_g 被引入到主制动缸 22 中进行循迹刹车,则达到最大的能量回收能力。因而最多能将总制动力 F_g 减小 $\gamma / (\gamma + 1)$ 倍。例如若制动力放大器最多放大 $\gamma = 4$ 倍时,则最大可能的能量回收能力的百分比为 80%。

[0121] 下面针对 100% 的能量回收描述该方法的任选的改进:

[0122] 如果达到可称为极限能量回收度的能量回收度—此时支持力变为零且只通过驾驶员制动力 F_f 施加液压制动力矩,则可用例如在 ABS/ESP 设备中使用的调节装置来调节车轮上的液压制动压力的减小。这可通过关闭进气阀并利用排气阀减小车轮压力来完成,其中,例如装填 ABS/ESP 系统的储存器腔室。若关闭进气阀,则制动系统中的在进气阀和主制动缸 22 之间的体积不发生变化。位于主制动缸 22 中的压力因此保持恒定。第一调节行程 s_1 由此也不会发生变化。因此,驾驶员也不会通过在制动输入元件上的反作用而感觉到下述方法步骤。当然,也可在达到极限能量回收度之前,尤其在几乎达到极限能量回收度时实施在此段中所描述的方法步骤。例如可在达到极限能量回收度之前就已经关闭进气阀,这样就可继续施加制动力放大器的剩余的力。

[0123] 作为关闭进气阀的替代方案,在极限能量回收度时不采用这种硬性的过渡办法,而是也可使用柔性的过渡办法。在这种情况下,在达到极限能量回收度之前就已按照受调节的运行模式激活进气阀,所述受调节的运行模式已知为 Δp 调节。在这种运行模式下,尤其可舒适地调节/控制差力压或体积流。因此可明显地减小通过踏板或者通过噪音对驾驶员造成的反作用。在这种情况下,在达到极限能量回收度时才完全关闭至少一个进气阀,以便使第一调节行程 s_1 保持恒定。

[0124] 为了在进气阀关闭时建立起压力,可实施如下方法步骤:起初在主制动缸 22 和进气阀之间在一定压力下引入一定的体积。如果在进气阀关闭之后车轮压力继续下降,例如为了修整另一发电机制动力矩,则在主制动缸和进气阀之间引入的压力大于车轮压力。在这种情况下,最好如此控制/调节该系统,使得体积量从主制动缸直到进气阀都没有变化,因为在这种情况下防止了对踏板行程的反作用。这意味着,在接下来的压力建立中如此触发回油泵和/或进气阀与排气阀,从而使得如此推移的体积仅有助于在车轮中建立起压力。这可如此地进行,即压力的建立相应于发电机电矩的减小。这种情况通过下述措施变得更加容易,即主制动缸 22 和进气阀之间引入的压力大于车轮压力,因此通过进气阀或者借助 Δp 调节可容易地将体积推移至车轮制动缸。

[0125] 在本申请中提到的制动力放大器 14 或 58 优选是一种可控制的和/或可调节的制动力放大器。制动力放大器的支持力由此可根据驾驶员制动力进行调节,也可独立于驾驶员制动力进行调节。制动力放大器和输入活塞 12 一起与力耦合元件例如所示的反应盘 18 耦接,这指的是给力耦合元件施加力。力耦合元件与制动力放大器以及输入活塞 12 连接,这种意义下的机械耦接并不是强制必需的。也可例如在力耦合元件和输入活塞 12 之间、尤其在开始操作制动踏板时存在一个空行程。

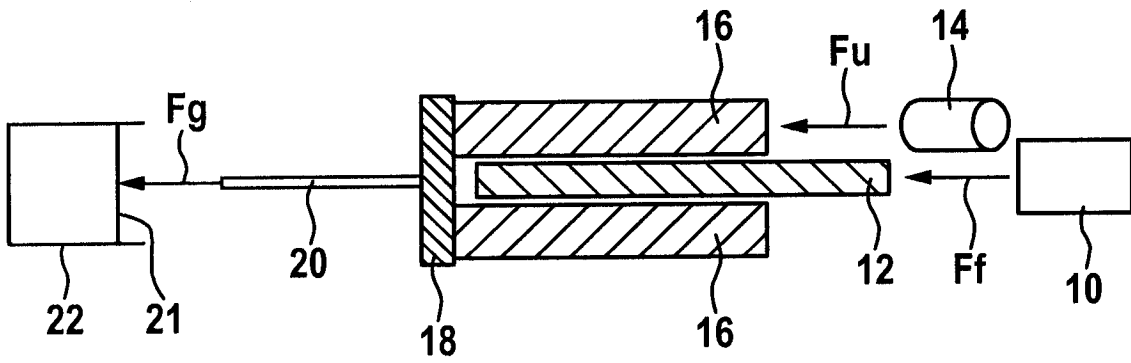


图 1A(现有技术)

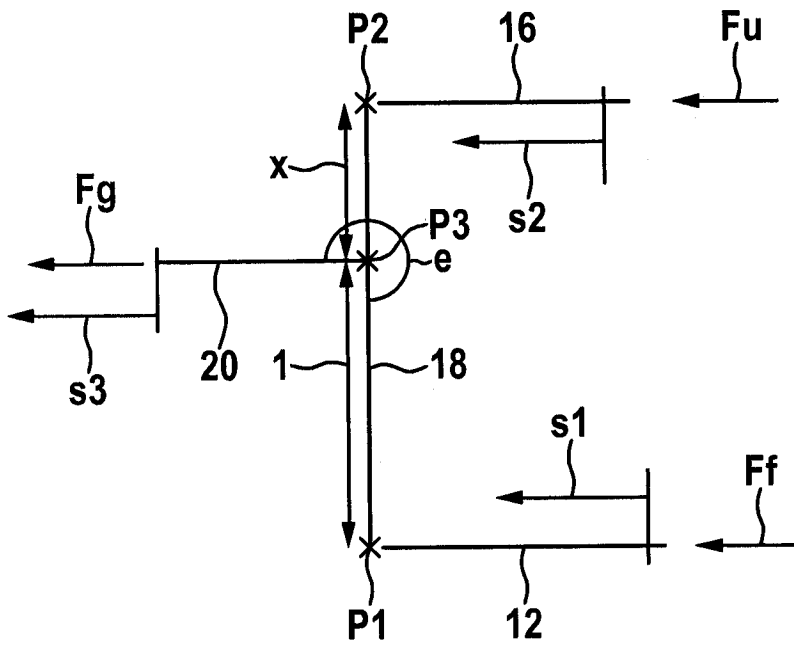


图 1B(现有技术)

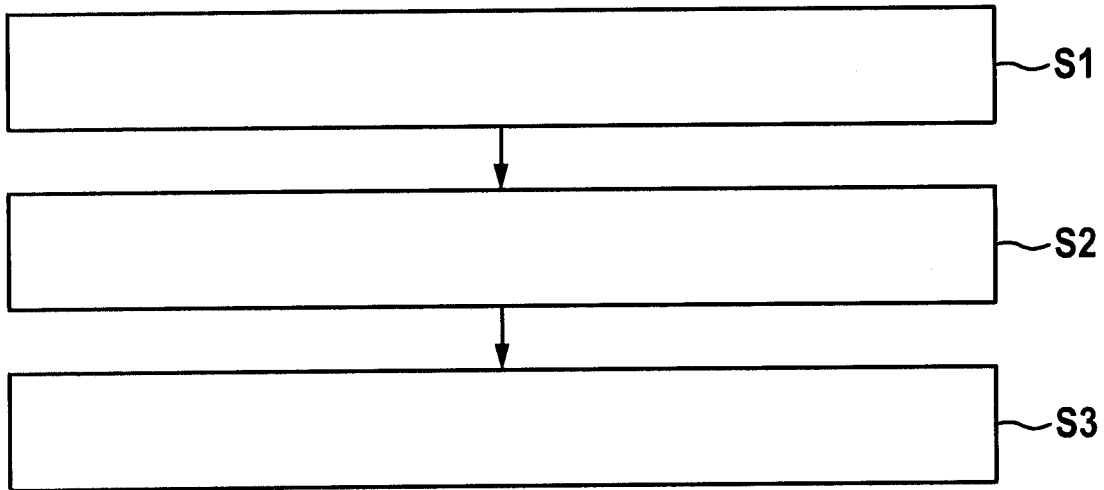


图 2

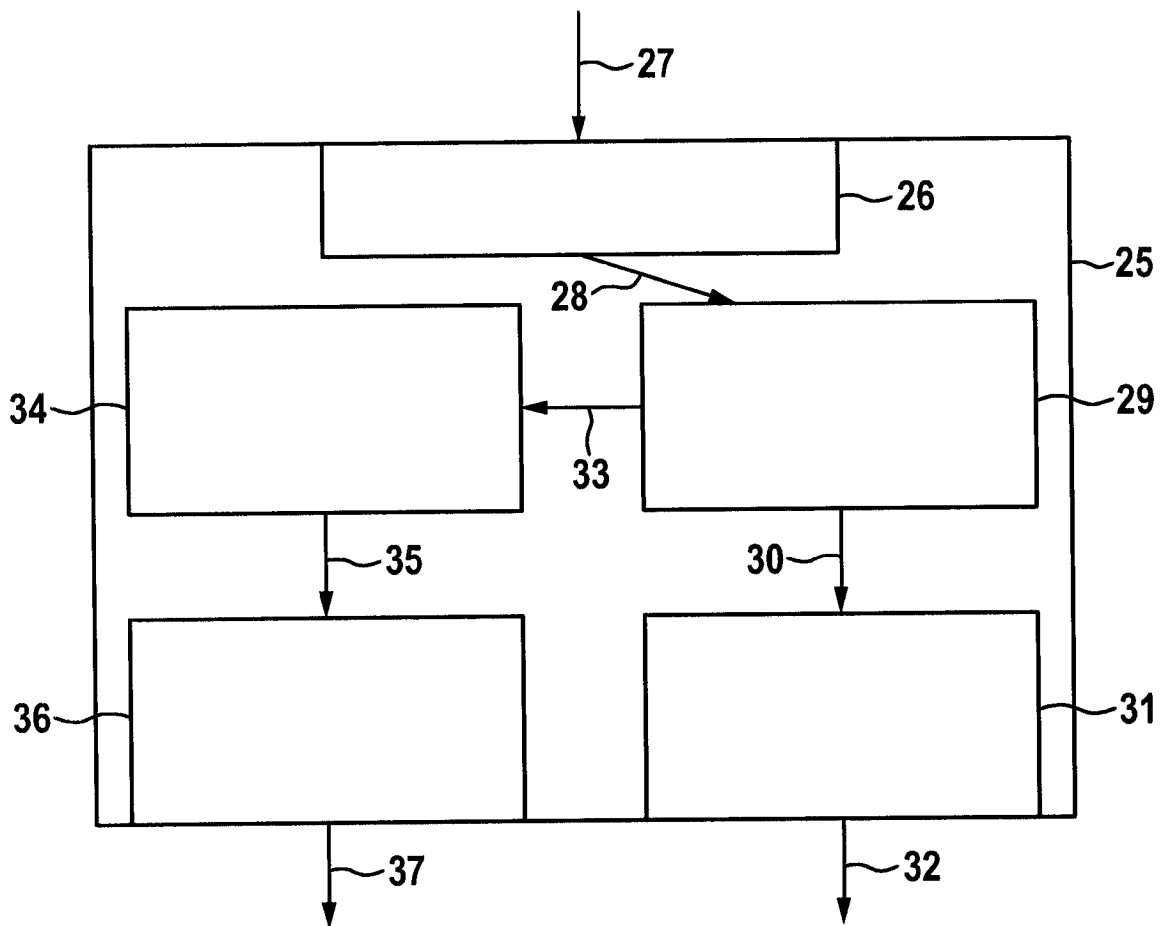


图 3

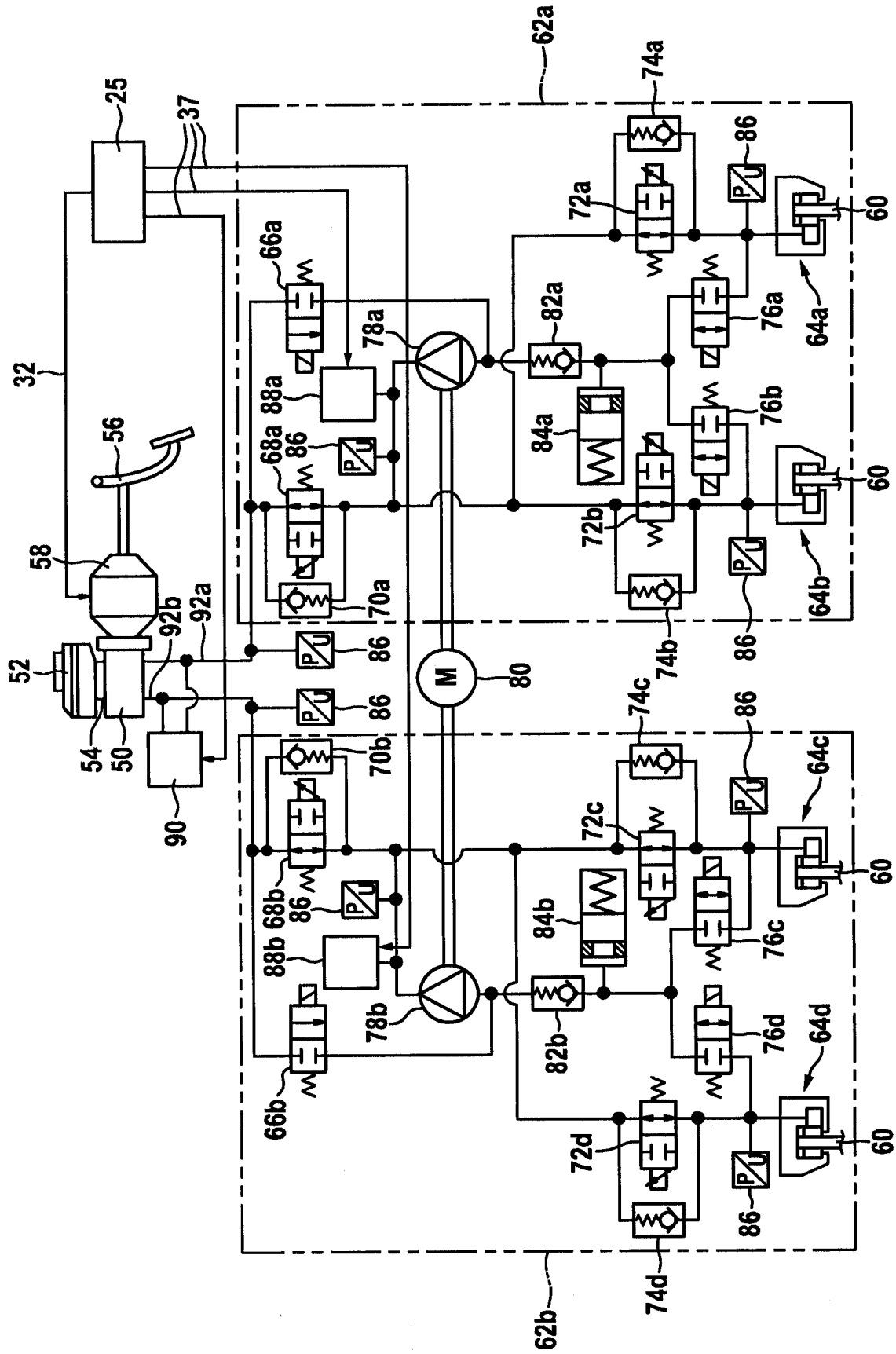


图 4

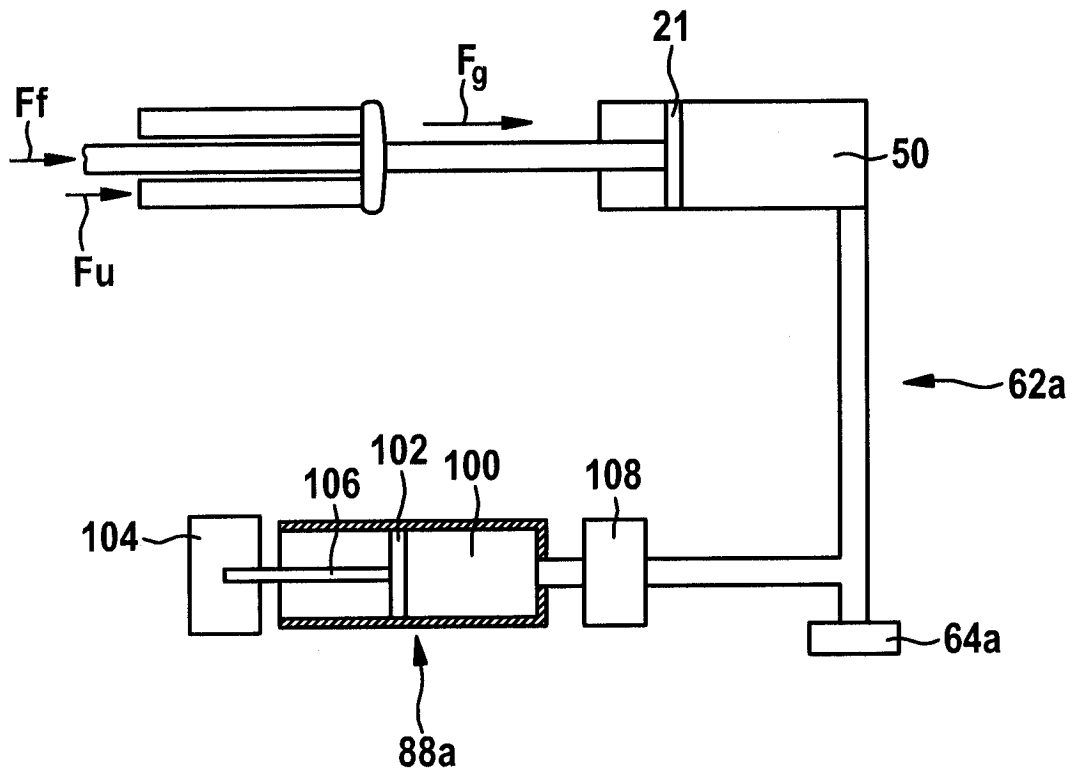


图 5

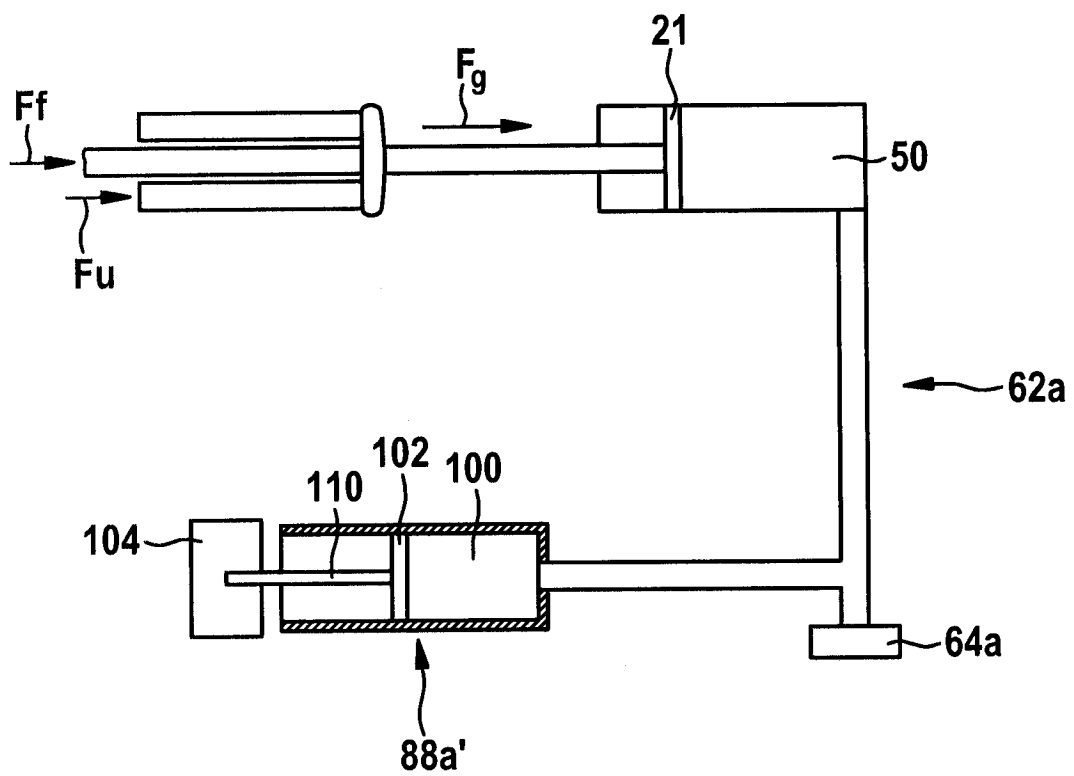


图 6

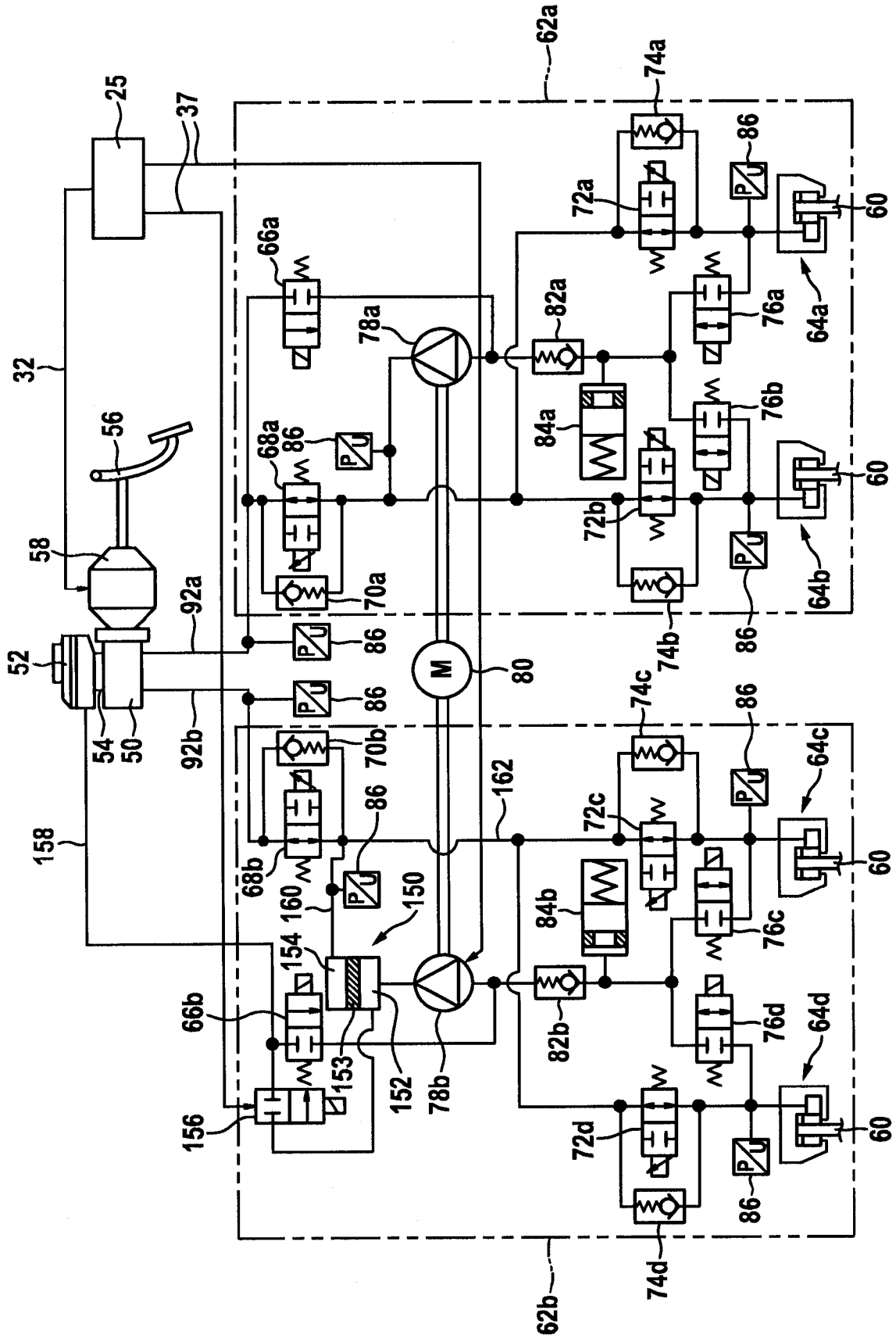


图 7

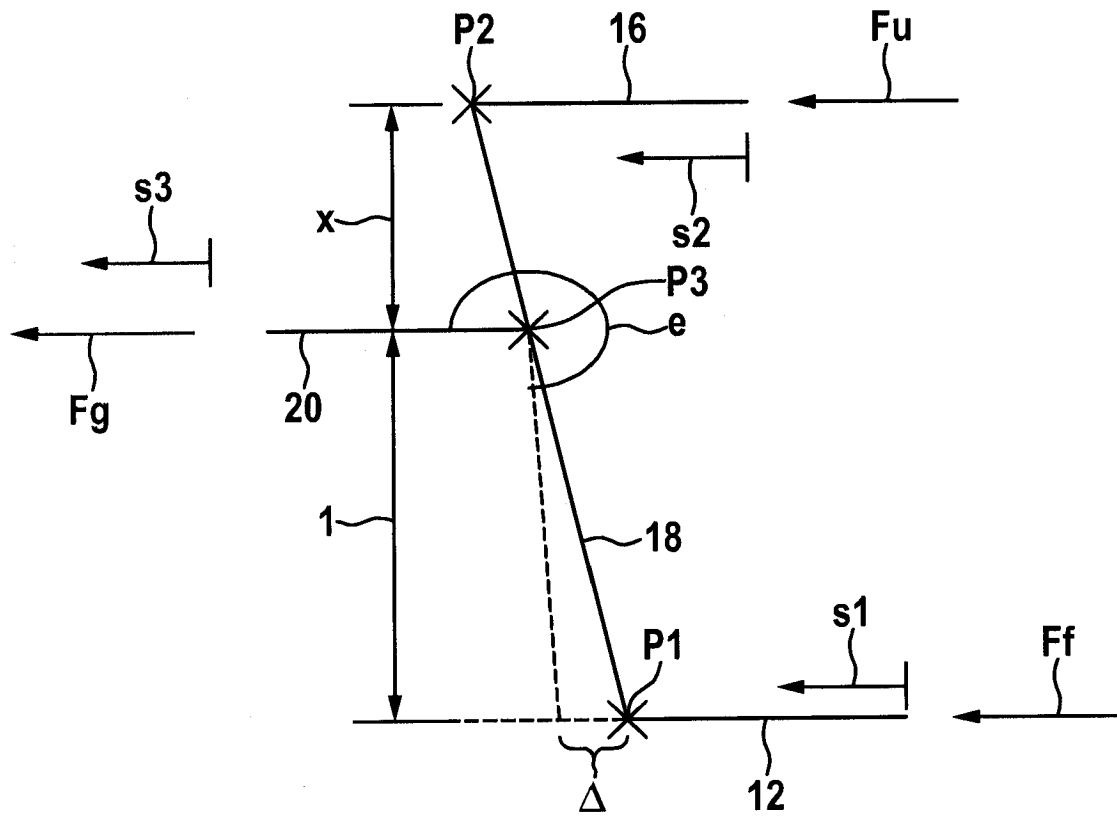


图 8A

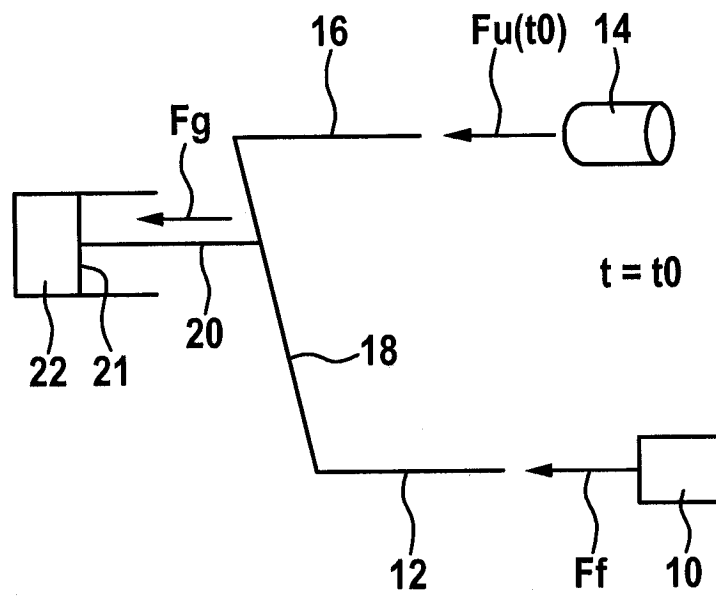


图 8B

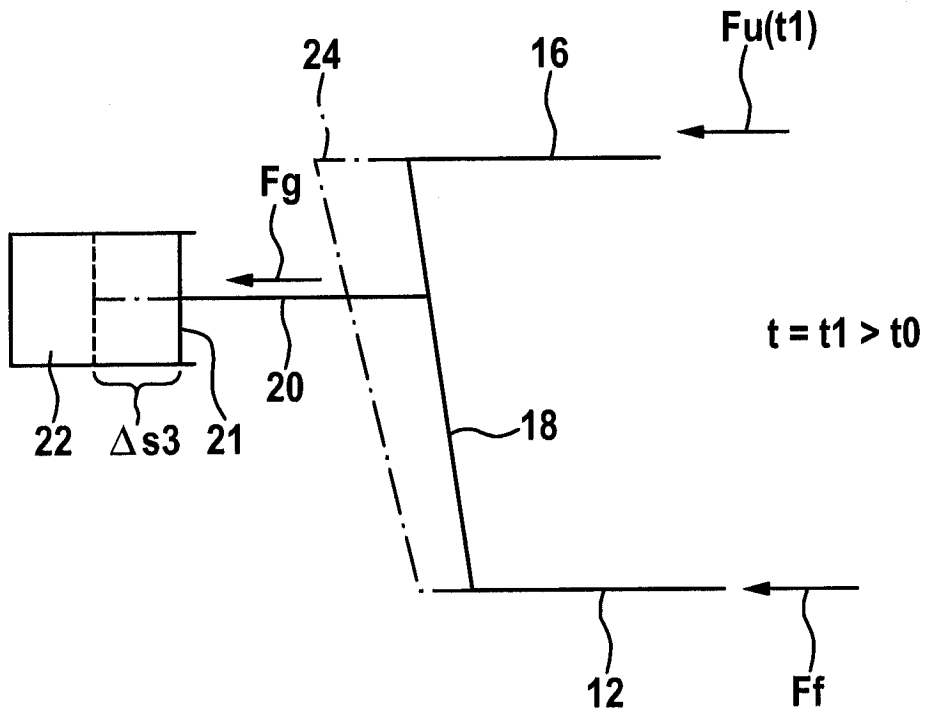


图 8C

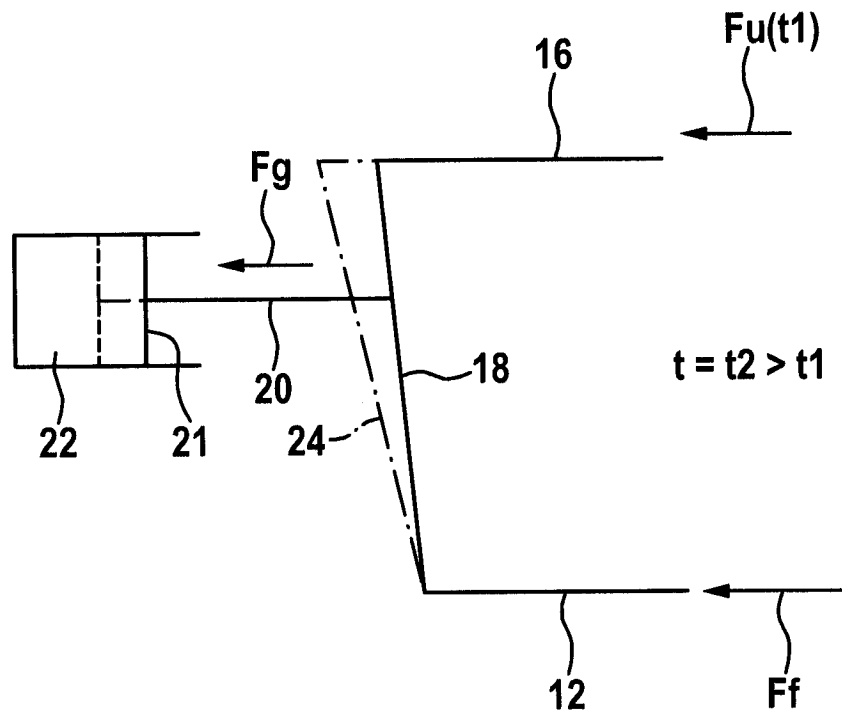


图 8D