



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 104192115 B

(45) 授权公告日 2016.08.17

(21) 申请号 201410377602.9

(22) 申请日 2011.03.30

(30) 优先权数据

084207/10 2010.03.31 JP

(62) 分案原申请数据

201110077522.8 2011.03.30

(73) 专利权人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72) 发明人 野泽佑介 山口东马 上野健太郎

山田行彦 小岛大典

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 岳雪兰

(51) Int. Cl.

B60T 13/74(2006.01)

B60T 7/04(2006.01)

(56) 对比文件

JP 2000001163 A, 2000.01.07,

JP 2008100563 A, 2008.05.01,

JP 2009029364 A, 2009.02.12,

JP 2009090900 A, 2009.04.30,

CN 101287633 A, 2008.10.15,

审查员 蔡杨

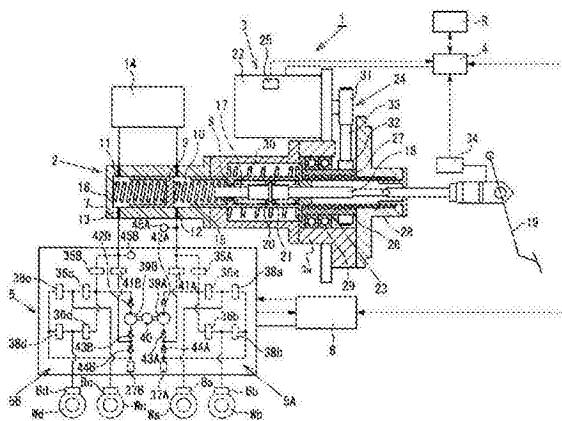
权利要求书1页 说明书14页 附图10页

(54) 发明名称

制动控制装置

(57) 摘要

本发明提供一种制动控制装置。在对应于制动踏板的操作量利用电动促动器驱动活塞在主缸内产生液压的制动控制装置中,容易进行再生协调时的控制。对应于制动踏板(19)的操作量(Xop),利用主压控制装置(4)控制电动机(22)的工作,驱动主活塞(8),在主缸(2)产生液压并向车轮制动缸(Ba~Bd)供给。在主压控制装置(4)中设定输入活塞(17)和主活塞(8)的目标相对位移(ΔXT)及主缸(2)的目标液压PT,适当地转换使用目标相对位移或目标液压来控制制动力。再生协调时,通过转换为使用目标液压PT的控制,能够容易地进行减去再生量的液压的液压控制。



1. 一种制动控制装置,其具备:通过制动踏板的操作进退移动的输入部件、相对于所述输入部件可移动地配置的活塞、使所述活塞进退移动的促动器,根据所述制动踏板产生的所述输入部件的移动使所述促动器工作,对所述活塞产生推力,在主缸内产生制动液压,

其特征在于,所述制动控制装置具备:

相对位移控制装置,其基于所述制动踏板的操作量,对所述输入部件和所述活塞的相对位移设定目标相对位移,以所述输入部件和所述活塞的相对位移成为所述目标相对位移的方式控制所述促动器的工作;

所述相对位移控制装置将对应于所述制动踏板的一定的操作量所设定的所述目标相对位移设定为从所述制动踏板踏下状态返回的释放时设定的所述目标相对位移比所述制动踏板踏下时设定的所述目标相对位移大。

2. 如权利要求1所述的制动控制装置,其特征在于,所述相对位移控制装置在所述制动踏板从所述踏下时向所述释放时过渡时,以使所述目标相对位移缓慢变化的方式设定所述目标相对位移。

3. 如权利要求1所述的制动控制装置,其特征在于,踏下所述制动踏板然后释放时,以暂时保持所述活塞的位置的方式设定所述目标相对位移。

4. 一种制动控制装置,其具备:通过制动踏板的操作进退移动的输入部件、相对于所述输入部件可移动地配置的活塞、使所述活塞进退移动的促动器,根据所述制动踏板产生的所述输入部件的移动使所述促动器工作,对所述活塞产生推力,在主缸内产生制动液压,

其特征在于,所述制动控制装置具备:

液压控制装置,其基于所述制动踏板的操作量,对所述主缸内的制动液压设定目标液压,以所述主缸内的制动液压成为所述目标液压的方式控制所述促动器的工作;

所述液压控制装置将对应于所述制动踏板的一定的操作量所设定的所述目标液压设定成从所述制动踏板踏下状态返回的释放时设定的所述目标液压比所述制动踏板踏下时设定的所述目标液压大。

5. 如权利要求4所述的制动控制装置,其特征在于,所述液压控制装置在所述制动踏板从所述踏下时向所述释放时过渡时,以使所述目标液压顺畅变化的方式设定所述目标液压。

6. 如权利要求4所述的制动控制装置,其特征在于,踏下所述制动踏板然后释放时,以暂时保持所述主缸内的制动液压的方式设定所述目标液压。

制动控制装置

[0001] 本申请是申请人为日立汽车系统株式会社,申请日为2011年3月30日,发明名称为“制动控制装置”,申请号为201110077522.8的发明专利申请的分案申请。

技术领域

[0002] 本发明涉及控制车辆的制动装置的工作的制动控制装置。

背景技术

[0003] 在汽车的制动装置中使用负压促动器及电动促动器、车轮压控制机构等,进行辅助驾驶者的制动操作力的倍力控制及制动辅助控制、或根据路面状态及行驶状态等对每个车轮调节制动力来防止制动时的车轮的锁止的防抱死控制、抑制不足转向、过度转向提高操纵稳定性的车辆稳定性控制等各种控制。

[0004] 而且,在专利文献1中记载有电动倍力装置,其检测驾驶者对制动踏板的操作量,基于与制动踏板连结的输入部件和主缸的主活塞的相对位移,控制驱动主活塞的电动促动器的工作。利用该电动倍力装置执行倍力控制、制动辅助控制等各种制动控制。

[0005] 专利文献1:日本特开2007-112426号公报

[0006] 作为这些制动控制之一,公知的是再生协调制动控制。作为动力装置,在具备电动机的所谓混合汽车及电动汽车等中,减速时及制动时等,利用车辆的旋转来驱动发电机(电动机),从而将动能变为电力进行回收。再生协调制动控制在此时对应于驾驶者的制动操作,减去发电机(电动机)产生的制动量,调节制动装置产生的制动力,由此以它们合计得到希望的制动力的制动控制。

[0007] 在执行这种再生协调制动控制的情况下,如上述专利文献1,在基于输入部件和主活塞的相对位移的控制中,将发电机产生的再生量换算成输入部件和主活塞的相对位移进行控制。因此,运算复杂、控制繁琐,得到对应于驾驶者的制动操作量的制动力的控制困难,难以得到良好的制动操作感觉。另外,在其它控制中往往也不能适当地换算为输入部件和主活塞的相对位移进行控制。

发明内容

[0008] 本发明其目的在于提供一种能够适当地进行各种控制的制动控制装置。

[0009] 本发明的制动控制装置,具备:通过制动踏板的操作进退移动的输入部件、相对于所述输入部件可移动地配置的活塞、使所述活塞进退移动的促动器,根据所述制动踏板产生的输入部件的移动使所述促动器工作,对所述活塞产生推力,在主缸内产生制动液压,其特征在于,所述制动控制装置具备:相对位移控制装置,其基于所述制动踏板的操作量,对所述输入部件和所述活塞的相对位移设定目标相对位移,以所述输入部件和所述活塞的相对位移成为所述目标相对位移的方式控制所述促动器的工作;液压控制装置,其基于所述制动踏板的操作量,对所述主缸内的制动液压设定目标液压,以所述主缸内的制动液压为所述目标液压的方式控制所述促动器的工作;控制转换装置,其对利用所述相对位移控制

装置还是利用所述液压控制装置来控制所述促动器的工作进行转换。

[0010] 根据本发明的制动控制装置,可以适当地进行各种制动控制。

附图说明

[0011] 图1是表示本发明一实施方式的制动控制装置的概略构成的图;

[0012] 图2是表示图1所示的制动控制装置的主压控制装置的概略构成的电路图;

[0013] 图3是表示图2的主压控制装置产生的控制的框图;

[0014] 图4是表示图1所示的制动控制装置的主缸中的力的平衡的说明图;

[0015] 图5是表示相对位移控制装置的制动踏板的操作量和目标相对位移的关系的框图;

[0016] 图6是表示限制目标相对位移时的制动踏板的操作量和目标相对位移的关系的框图;

[0017] 图7是表示液压位移控制装置的制动踏板的操作量和目标液压的关系的框图;

[0018] 图8是表示限制目标液压时的制动踏板的操作量和目标液压的关系的框图;

[0019] 图9是表示制动踏板的操作量和主缸的制动液压的关系的框图;

[0020] 图10是表示在制动踏板的位移方向具有迟滞现象的情况下的相对位移控制的流程;

[0021] 图11是表示控制输入的转换控制的流程;

[0022] 图12是表示在制动踏板的位移方向具有迟滞现象的情况下的液压控制的流程;

[0023] 图13是表示基于再生制动系统有无工作的转换控制的流程;

[0024] 图14是表示基于是否为通常的制动力控制的转换控制的流程;

[0025] 图15是表示基于是否为车轮压控制中的转换控制的流程;

[0026] 图16是表示基于是否为HAS工作中的转换控制的流程;

[0027] 图17是表示基于是否为停车中的转换控制的流程;

[0028] 图18是表示组合图13~图17所示的转换控制后的控制的流程。

[0029] 符号说明

[0030] 1:制动控制装置

[0031] 2:主缸

[0032] 8:主活塞(活塞)

[0033] 17:输入活塞(输入部)

[0034] 19:制动踏板

[0035] 22:电动机(促动器)

[0036] 46A:相对位移控制装置

[0037] 46B:液压控制装置

[0038] 46C:控制转换装置

具体实施方式

[0039] 以下,基于附图详细地说明本发明的实施方式。图1表示本实施方式的制动控制装置的概略构成。如图1所示,本实施方式的制动控制装置1适用于汽车的制动装置,是用于控

制左前轮Wa、右后轮Wb、右前轮Wc、左后轮Wd这四轮的制动力的装置。制动控制装置1具备主缸2、与主缸2一体组装的主压控制机构3、控制主压控制机构3的工作的主压控制单元4、控制向安装于各车轮Wa、Wb、Wc、Wd的液压制动器Ba、Bb、Bc、Bd的车轮制动缸供给的液压的车轮压控制机构5、控制该车轮压控制机构5的工作的车轮压控制单元6。

[0040] 主缸2是串联型主缸。即，在填充有制动液的油缸7内向其开口侧插入主活塞8(活塞)，在油缸7的底部侧插入副活塞9。在油缸7的内部，在主活塞8和副活塞9之间形成有主室10，在副活塞9和油缸7的底部之间形成副室11。主缸2因主活塞8的前进将主室10内的制动液加压，同时使副活塞9前进将副室11内的制动液加压。加压后的制动液从主口12及副口13经由车轮控制机构5分别向液压制动器Ba、Bb、Bc、Bd的车轮制动缸供给。在主室10及副室11上连接有容器14。容器14在主活塞8及副活塞9处于原位置时，与主室10及副室11连通，向主缸2适当补充制动液。主活塞8及副活塞9通过回动弹簧15、16被向原位置施力。

[0041] 这样，主缸2利用主活塞8及副活塞9两个活塞从主口12及副口13向两系统的液压回路供给制动液。由此，即使在一旦一液压回路失灵的情况下，还可以通过另一液压回路供给液压，能够确保制动力。

[0042] 主活塞8在其中心部可滑动且液密地贯通配置输入部件即输入活塞17。输入活塞17的前端部插入主室10内。输入活塞17在其后端部与输入杆18连结。输入杆18贯通主压控制机构3向外部延伸，在其端部连结有制动踏板19。在主活塞8和输入活塞17之间安装有一对中立弹簧20、21。主活塞8及输入活塞17由中立弹簧20、21的弹力弹性地保持在中立位置，中立弹簧20、21的弹力对主活塞8及输入活塞17的轴向的相对位移产生作用。

[0043] 主压控制机构3具备驱动主活塞8的促动器即电动机22、安装于主活塞8和电动机22之间的旋转一直动转换机构即滚珠丝杠机构23、减速机构即带式减速机构24。电动机22具备检测其旋转位置的位置传感器25。电动机22根据来自主压控制装置4的指令进行工作，得到希望的旋转位置。电动机22可以为例如公知的DC电动机、DC无刷电动机、AC电动机等，本实施方式中从控制性、无声性、耐久性等观点来看，采用DC无刷电动机。

[0044] 滚珠丝杠机构23具备插有输入杆18的中空的直动部件26、插有直动部件26的圆筒状的旋转部件27、装填于在它们之间形成的丝杠槽中的多个转动体即滚珠(钢球)28。直动部件26的前端部与主活塞8的后端部抵接。旋转部件27利用承轴29可旋转地支承于壳体3a上。旋转部件27通过电动机22经由带式减速机构24旋转。由此，滚珠丝杠机构23为滚珠28在丝杠槽内转动，直动部件26直线运动而使主活塞8移动的结果。直动部件26由回动弹簧30被向后退位置侧施力。

[0045] 另外，旋转一直动转换机构只要是将电动机22(即减速机构24)的旋转运动变换为直线运动并传递到主活塞8，可以使用齿轮齿条机构等其它的机构。在本实施方式中，从游隙(遊び)少、效率、耐久性等观点来看，采用滚珠丝杠机构23。滚珠丝杠机构23具有后退驱动性能，可以利用直动部件26的直线运动使旋转部件27旋转。另外，直动部件26从后方与主活塞8抵接，主活塞8从直动部件26离开，可以单独地前进。由此，一旦电动机22因断线等不能工作的情况下，直动部件26也能够由回动弹簧30的弹力的作用下返回到后退位置。这时，主活塞8可以单独地移动，所以可以防止制动器的制动拖滞。通过制动踏板19操作输入活塞17，另外，经由输入杆18操作主活塞8，由此可以产生液压。

[0046] 带式减速机构24具备安装于电动机22的输出轴的驱动带轮31、安装于滚珠丝杠机

构23的旋转部件27的周围的从动带轮32、卷装于它们之间的带33。带式减速机构24以规定的减速比将电动机22的输出轴的旋转减速并向滚珠丝杠机构23传递。另外,也可以在带式减速机构24上组装齿轮减速机构等其它减速机构。另外,可以代替带式减速机构24,使用公知的齿轮减速机构、链式减速机构、差动减速机构等。另外,通过电动机22得到足够大的扭矩的情况下,也可以省略减速机构,通过电动机22直接驱动旋转一直动变换机构。

[0047] 制动操作量检测装置34与输入杆18连结。制动操作量检测装置34是至少可以检测输入杆18的位置或位移量(行程)的装置(行程检测装置),也可以是包含具有输入杆18的位移传感器的多个位置传感器、和检测驾驶者造成的制动踏板19的踏力的踏力传感器的装置。

[0048] 车轮压控制机构5具备双系统的液压回路,该双系统的液压回路由用于将来自主缸2的主口12的液压向左前轮Wa及右后轮Wb的制动装置Ba、Bb供给的第一液压回路5A、用于将来自副口13的液压向右前轮Wc及左后轮Wd的制动装置Bc、Bd供给的第二液压回路5B构成。在本实施方式中,制动装置Ba~Bd形成为向车轮制动缸供给液压使活塞前进并将制动垫按压在与车轮一起旋转的圆盘转子上产生制动力的液压式圆盘制动器。另外,制动装置不限于液压式圆盘制动器,也可以是公知的鼓式制动器等其它的液压式制动器。

[0049] 第一液压回路5A和第二液压回路5B是一样的构成。另外,与各车轮Wa~Wd的制动装置Ba~Bd连接的液压回路的构成是一样的构成。在以下的说明中参照符号的附标A及B以及a~d分别表示与第一液压回路5A及第二液压回路5B、以及与各车轮Wa~Wd对应的构成要素。

[0050] 车轮压控制机构5具备供给阀35A、35B、增压阀36a~36d、容器37A、37B、减压阀38a~38d、泵39A、39B、泵电动机40、加压阀41A、41B、单向阀42A、42B、43A、43B、44A、44B、液压传感器45A、45B。供给阀35A、35B是控制从主缸2向各车轮Wa~Wd的制动装置Ba~Bd的车轮制动缸的液压供给的电磁开闭阀。增压阀36a~36d是控制向制动装置Ba~Bd的液压供给的电磁开闭阀。容器37A、37B在从制动装置Ba~Bd释放液压时暂时贮存制动液。减压阀38a~38d是控制从制动装置Ba~Bd向油槽37A、37B的液压释放的电磁阀开闭阀。泵39A、39B向制动装置Ba~Bb供给液压。泵电动机40驱动泵39A、39B。加压阀41A、41B是控制从主缸2向泵39A、39B的吸入侧的液压供给的电磁开闭阀。单向阀42A、42B、43A、43B、44A、44B防止从泵39A、39B的下游侧向上游侧的逆流。液压传感器45A、45B检测主缸2的主口12及副口13的液压。

[0051] 车轮压控制单元6控制供给阀35A、35B、增压阀36a~36d、减压阀38a~38d、加压阀41A、41B及泵电动机40的工作。车轮压控制单元6通过打开供给阀35A、35B及增压阀36a~36d,关闭减压阀38a~38d、加压阀41A、41B,从主缸2向各车轮Wa~Wd的制动装置Ba~Bd供给液压。车轮压控制单元6打开减压阀38a~38d,关闭供给阀35A、35B、增压阀36a~36d及加压阀41A、41B,由此向容器37A、37B释放制动装置Ba~Bd的液压并减压。车轮压控制单元6通过关闭增压阀36a~36d及减压阀38a~38d,保持制动装置Ba~Bd的液压。车轮压控制单元6通过打开增压阀36a~36d,关闭供给阀35A、35B、减压阀38a~38d及加压阀41A、41B,使泵电动机40工作,由此无论主缸2的液压如何,都将制动装置Ba~Bd的液压增压。车轮压控制单元6通过打开加压阀41A、41B及增压阀36a~36d,关闭减压阀38a~38d及供给阀35A、35B,使泵电动机40工作,利用泵42A、42B使来自从主缸2的液压进一步增压,向制动装置Ba~Bd供给。

[0052] 由此,可以执行各种制动控制。例如,可以执行制动时对应于接地负荷等向各车轮适当地分配制动力的制动力分配控制;制动时自动地调节各车轮的制动力来防止车轮的锁止的防抱死制动控制;通过检测行驶中的车轮的横滑向各车轮适当自动地提供制动力,抑制不足转向及过渡转向,使车辆的性能稳定的车辆稳定性控制;在坡道(特别是上坡)中保持制动状态辅助起动的坡道起动辅助控制;在起动时等防止车轮的空转的牵引控制;相对于先行车辆保持一定的车距的车辆追随控制;保持行驶车线的避免车线偏离控制;避免与障碍物的冲撞的避开障碍物控制等。

[0053] 另外,泵39A、39B可以使用例如柱塞泵、转子式机油泵、齿轮泵等公知的液压泵。考虑车载性、无声性、泵效率等时优选使用齿轮泵。泵电动机40可以使用例如DC电动机、DC无刷电动机、AC电动机等公知的电动机,从控制性、无声性、耐久性、车载性等观点来看,优选DC无刷电动机。

[0054] 另外,车轮压控制机构5的电磁开闭阀的特性根据使用方式可以适当设定,从可靠性及控制效率的观点来看优选将供给阀35A、35B及增压阀36a~36d作为常开阀,将减压阀38a~38d及加压阀41A、41B作为常闭阀。这样,在没有来自车轮压控制单元6的控制信号的情况下,可以从主缸2向制动装置Ba~Bd供给液压。

[0055] 接着,对主压控制单元4进行说明。图2表示主压控制单元4的电路构成的一例。如图2所示,主压控制单元4具备中央处理单元(CPU)46、向电动机22(三相D无刷电动机)输入驱动电流的三相电动机驱动电路47、主压控制机构3的旋转角检测传感器25、包含位移传感器的踏板操作量检测装置34、温度传感器48(只在图2表示)、以及用于在中央处理单元46接收来自检测主缸2的主室10及副室11的压力压力传感器45A、45B的各种检测信号的旋转角检测传感器接口49、温度传感器接口50、位移传感器接口51、51及压力传感器接口52、用于接收来自包含车轮压控制单元6的车载设备的CAN信号的CAN通信接口53、存储用于中央处理单元46(CPU)执行处理的各种信息的存储装置54(EEPROM)、向中央处理单元46供给稳定电力的第一及第二电源电路55、56、监视中央处理单元46以及第一及第二电源单元55、56的异常的监视用控制电路57、安全继电器58以及ECU电源继电器59、滤波电路60。

[0056] 中央处理单元46基于来自旋转角检测传感器25、操作量检测装置34、温度传感器48及压力传感器45A、45B等的各种检测信号、来自包含车轮压控制单元6的各种车载设备等的CAN信号的各种信息、以及存储装置54(EEPROM)的存储信息等,利用规定理论规则对其进行处理后,向三相电动机驱动电路47输出指令信号并控制电动机22的工作。

[0057] 从车载电源线61经由ECU电源继电器59向第一及第二电源回路55、56供电。这时,ECU电源继电器59通过检测CAN通信接口53的CAN信号的接收、或来自点火开关、制动器开关、门开关等的规定的起动信号W/U的接收,向第一及第二电源回路55、56供电。另外,从电源线61经由滤波电路60及安全继电器58向三相电动机驱动电路47供电。这时,利用滤波电路60去除向三相电动机驱动电路47供给的电力的干扰。

[0058] 三相电动机驱动电路47的三相输出的各相由相电流监视电路47A及相电压监视电路47B监视。中央处理单元46基于这些监视值及存储装置54存储的故障信息等,执行主压控制单元4的故障诊断,判断有故障时,向监视用控制电路57输出故障信号。监视用控制电路57基于来自中央处理单元46的故障信号、第一及第二电源回路55、56的电压等各种工作信息,在异常时,使安全继电器58工作,断开向三相电动机驱动电路47的电力供给。

[0059] 搭载有制动控制装置1的车辆具备再生制动系统R。再生制动系统R在减速时及制动时等利用车轮的旋转驱动发电机(电动机),由此将动能作为电力回收。再生制动系统R与CAN信号线连接,经由CAN通信接口53与主压控制单元4连接。

[0060] 以下,对主压控制单元4的主压控制机构3的控制进行说明。

[0061] 基于利用操作量检测装置34检测到的制动踏板19的操作量(位移量、踏力等),使电动机22工作,控制主活塞8的位置以产生液压。这时,作用在输入活塞17的液压产生的反力经由输入杆18反作用于制动踏板19。而且,根据主活塞8和输入活塞17的受压面积比和相对移位,可以调节制动踏板19的操作量与产生液压之比即倍力比。

[0062] 例如,主压控制单元4相对于输入活塞17的位移,使主活塞8随动,使它们的相对位移为0而进行相对位移控制。这时,主压控制机构3可以得到由输入活塞17与主活塞8的受压面积比决定的一定的倍力比。另外,主压控制单元4对输入活塞17的位移乘比例增益,使输入活塞17与主活塞8的相对位移变化而进行控制。该情况下,可以使倍力比变化。

[0063] 由此,根据进行如下得制动辅助控制,即,由制动踏板19的操作量、操作速度(操作量的变化率)等检测紧急制动的必要性,使倍力比增大而迅速地得到需要的制动力(液压)。另外,基于来自再生制动系统R的CAN信号,再生制动时,可以执行如下的再生协调控制,即,调节倍力比以产生减去再生制动量的液压,以再生制动量和液压产生的制动力的合计得到希望的制动力。另外,无论制动踏板19的操作量(输入活塞17的位移量)如何,通过使电动机22工作并使主活塞8移动,可以执行产生制动力的自动制动控制。由此,基于利用各种传感器装置检测到的车辆状态,自动地调节制动力,适当与发动机控制、转向控制等其它车辆控制组合,使用主压控制单元4,也可以执行上述的车辆随动控制、避免车线偏移控制、避开障碍物控制等车辆的运转控制。

[0064] 接着,对主压控制单元4的控制转换进行说明。图3表示基于主压控制单元4的主压控制机构3的控制构成。如图3所示,主压控制单元4具备相对于控制输入Sa,决定主活塞8和输入活塞17的目标相对位移 ΔXT 的相对位移控制装置46A;相对于控制输入Sb,决定在主缸2产生的目标液压PT的液压控制装置46B;基于目标相对位移 ΔXT 或目标液压PT来决定是否控制主压控制机构3的电动机22的工作,执行决定的控制的控制转换装置46C。

[0065] 相对位移控制装置46A作为控制输入Sa,例如可以使用与由制动操作量检测装置34检测的输入活塞17连结的输入杆18(即制动踏板19)的位移量(行程)、制动踏板19的操作力(踏力)、主缸2的产生液压或根据这些检测值由运算得到的推定踏力FC等。这时,这些值也可以单独或组合使用。目标相对位移 ΔXT 对于控制输入Sa,也可以预先根据数据表设定或根据规定的运算求出。

[0066] 液压控制装置46B作为控制输入Sb,可以使用与上述的控制输入Sa同样的信息,也可以与控制输入Sa相同或不同。目标液压PT对于控制输入Sb也可以根据数据表预先设定,或利用规定运算求出。

[0067] 从相对位移控制装置46A及液压控制装置46B得到的目标控制量即目标相对位移 ΔXT 及目标液压PT,由控制转换装置46C根据规定的判定条件选择其中的某一个。这时,控制转换装置46C对于目标相对位移 ΔXT 及目标液压PT,根据判定条件可以进行增加限制等的处理。

[0068] 基于由控制转换装置46C选择的目标相对位移 ΔXT 及目标液压PT,利用三相电动

机控制电路47输出控制驱动信号,以得到目标相对位移 ΔX_T 及目标液压 P_T 的方式控制倍力控制装置3的电动机22的工作。这时,例如,对于目标相对位移 ΔX_T 及目标液压 P_T ,决定对应的主活塞8的目标位置,控制电动机22的工作使主活塞8向目标位置移动,由此可以得到目标相对位移 ΔX_T 及目标液压 P_T 。

[0069] 对于主缸2及主压控制机构3的压力及力的平衡参照图4进行说明。在图4中,下面的(1)式成立。

$$[0070] \quad F = -K \Delta X + A_i \cdot P + N \cdots (1)$$

[0071] 在此, F 为制动踏板19的操作力(踏力), K 为中立弹簧20、21的复合弹簧常数, ΔX 为主活塞8和输入活塞17的相对位移, A_i 为输入活塞17相对于主室10的受压面积, P 为主缸2(主室10)的液压, N 为回动弹簧15、16及回动弹簧30的设定负荷。

[0072] 根据(1)式,基于相对变位 ΔX 及液压 P ,通过运算可以求出制动踏板19的操作力 F (推定踏力 F_C)。而且,这样求出的推定踏力 F_C 可以作为控制输入 S_a 、 S_b 使用(这时,制动操作量检测装置34为踏力推定装置)。

[0073] 接着,对相对位移控制装置46A的相对位移控制的一例进行说明。在本控制中,对于制动踏板19的一定的操作量 X_{op} ,与踏下制动踏板19的情况(输入杆18的前进方向)相比,返回(释放)的情况(输入杆18的返回方向)的目标相对位移 ΔX_T 变大。由此,制动踏板19开始返回时,目标相对位移 ΔX_T 变大,另外,将开始返回后的制动踏板19再次踏下时,目标相对位移 ΔX_T 减小。因此,相对于输入杆18的移动,在主活塞8的开始返回及开始前进时产生适度的迟滞,主缸2的液压缓慢地下降及上升,制动踏板19的操作感觉提高。

[0074] 图10表示用于执行在制动踏板19的位移方向具有迟滞的相对位移控制的控制流程。参照图10,在步骤S11中运算输入杆18的前进侧的目标相对位移 ΔX_T ,在步骤S12中运算输入杆18的返回侧的目标相对位移 ΔX_T ,在步骤S13中判断输入杆18的移动方向是前进侧还是返回侧。判断为前进侧的情况下,在步骤S14中将前进侧目标相对位移 ΔX_T 设定为目标相对位移 ΔX_T ,在判断为返回的情况下,在步骤S15中将返回侧目标相对位移 ΔX_T 设定为目标相对位移 ΔX_T 。

[0075] 这时,如图5所示,对于输入杆18的位移即操作量检测装置34检测到的制动踏板19的操作量 X_{op} ,操作量 X_{op} 越大,目标相对位移 ΔX_T 越大,另外,对于一定的操作量 X_{op} ,相对于前进侧的目标相对位移 $\Delta X_T(L1)$ 、返回侧的目标相对位移 $\Delta X_T(L3)$ 增大,设定逆时针旋转的迟滞。而且,从前进侧目标相对位移 $\Delta X_T(L1)$ 向返回侧目标相对位移 $\Delta X_T(L3)$ 过渡的区间 $L2$ 中,通过以使主活塞8不移动的方式设定目标相对位移 ΔX_T ,可以抑制主活塞8的移动产生的主室10的液压的过度变动,减轻经由输入活塞17传递到制动踏板19的液压变动产生的振动,释放制动踏板19的踏力时的操作感觉提高。另外,由于主活塞8的移动频次减少,故而减小电动机22、滚珠丝杠机构23及减速机构24的工作频次,降低噪音的发生、电力消耗,并且可以提高它们的耐久性。

[0076] 另外,在从前进侧目标相对位移 $\Delta X_T(L1)$ 向返回侧的目标相对位移 $\Delta X_T(L3)$ 过渡的区间 $L2$ 及从返回侧目标相对位移 $\Delta X_T(L3)$ 向前进侧目标相对位移 $\Delta X_T(L1)$ 过渡的区间 $L4$ 中,若使目标相对位移 ΔX_T 急剧地变化,则可产生主缸2的液压增减方向相对于制动踏板19的操作方向不一致的状态,所以为了不产生这样的状态,优选缓慢地设定这些区间 $L2$ 、 $L4$ 的目标相对位移 ΔX_T 的变化。

[0077] 另外,在相对位移控制装置46A中,作为控制输入 S_a 也可以选择地转换使用利用操作量检测装置34检测的制动踏板19即输入杆18的位移、及主缸2的液压及从主活塞8和输入活塞17的相对位移 ΔX ,基于上述的(1)式通过计算求出的制动踏板19的推定踏力 F_C 。

[0078] 对于控制输入 S_a 的转换控制流程参照图11进行说明。步骤S1中,基于利用操作量检测装置34检测出的输入杆18的位移(位置),决定目标相对位移 ΔX_{T1} 。这时,目标相对位移 ΔX_{T1} 如上述可以从预先确定输入杆18的位置和目标相对位移 ΔX_{T1} 的关系的数据表中得到,或可以按照规定的理论规则对输入杆18的位置进行运算处理而求出。这样,基于输入杆18的位移,决定目标相对位移 ΔX_{T1} ,由此可以正确地进行制动踏板19的原位置附近的控制。

[0079] 在步骤S2中,基于上述的推定踏力 F_C ,决定目标相对位移 ΔX_{T2} 。这时,目标相对位移 ΔX_{T2} 如上述可以从预先确定推定踏力 F_C 和目标相对位移 ΔX_{T2} 的关系的数据表中得到,或可以按照规定的理论对推定踏力 F_C 进行运算处理而求出。这样,基于推定踏力 F_C ,决定目标相对位移 ΔX_{T2} ,从而可以提高制动操作感觉。

[0080] 在步骤S3中决定使用基于输入杆18的位移的目标相对位移 ΔX_{T1} 还是基于推定踏力 F_C 的目标相对位移 ΔX_{T2} 来执行控制,根据其结果,作为目标相对位移 ΔX_T ,在步骤S3中设定基于输入杆18的位移的目标相对位移 ΔX_{T1} ,或在步骤S4中设定基于推定踏力 F_C 的目标相对位移 ΔX_{T2} 。

[0081] 这时,例如,可以根据制动踏板19的移动方向转换目标相对位移 ΔX_T 的决定方法。而且,如上述的图5所示,对目标相对位移 ΔX_{T1} 设定逆时针旋转的迟滞的情况下,在制动踏板19的返回方向的区间L3应用基于输入杆18的位移的目标相对位移 ΔX_{T1} ,在除包含制动踏板19的前进方向之外的区域L1、L2、L4中应用基于推定踏力 F_C 的目标相对位移 ΔX_{T2} 。由此,提高制动操作感觉,并且在制动器释放时也可以将主活塞8可靠地返回原位置。

[0082] 另外,因操作量检测装置34的故障等,无法得到输入杆18的位移或推定踏力 F_C 的情况下,基于剩余的信息,通过决定目标相对位移 ΔX_T ,可以继续控制的执行,可以提高失效时的牢固性。

[0083] 以下,对上述的相对位移控制的目标相对位移 ΔX_T 的设定范围参照图6进行说明。主活塞8和输入活塞17的目标相对位移 ΔX_T 的设定范围具有主压控制机构3的构造上的限制及制动踏板19的操作感觉等的控制上的限制,优选在其限制的范围设定。在本实施方式中例如,如图6所示,在由线段A1、A2及B夹持的范围内设定目标相对位移 ΔX_T 。与横轴平行的线段A1及线段B表示构造上的限制,取决于主活塞8及输入活塞17的轴向尺寸、中立弹簧20、21的轴向长度等。另外,具有斜度的线段A2表示制动踏板19的操作感觉等控制上的限制,取决于中立弹簧20、21的弹簧常数、输入活塞17的受压面积 A_i 等各部的特性。

[0084] 而且,非制动状态中,在上述的(1)式中,设定 $F=0$,

[0085] $0 = -K \Delta X + A_i \cdot P + N \cdots (2)$,由此得到

[0086] $\Delta X = (A_i \cdot P + N) / K \cdots (3)$,

[0087] 这时,由于主缸2(主室10)的液压 $P=0$,所以 $\Delta X = N / K \cdots (4)$ 。

[0088] 因此,将目标相对位移 ΔX_T 设定为 N / K (N :回动弹簧15、16及回动弹簧30产生的设定负荷、 K :中立弹簧20、21的复合弹簧常数)以下,在解除制动时,可以使输入活塞17即制动踏板19可靠地返回原位置。

[0089] 另外,在上述的(1)式中,若制动踏板19的踏力F为负时,拉动制动踏板19,因在操作感觉上出现问题,所以优选

$$[0090] \quad 0 \leq -K \Delta X + A_i \cdot P + N \cdots (5).$$

$$[0091] \quad \text{即, } \Delta X \leq (A_i \cdot P + N) / K = A_i / K \cdot P + N / K \cdots (6).$$

[0092] 因此,目标相对位移 ΔX_T 优选在(6)式所示的 ΔX 的范围中设定, ΔX 的范围因与主缸2的液压P成正比,所以线段A2为大体具有一定斜度的直线。

[0093] 由此,如图6所示,在设定具有逆时针旋转的迟滞的目标相对位移 ΔX_T 的情况下,制动踏板19的返回方向区间L3的区间L4侧的部分受到线段A2的限制,所以将区间L3设为不受限制L2侧的区间L31、和因线段A2受限制的区间L32,因此可以解决拉动制动踏板19的控制上的问题。

[0094] 下面,对于液压控制装置46B的液压控制进行说明。

[0095] 在本控制中,关于一定的操作量 X_{op} ,与踏下制动踏板19的情况中(输入杆18的前进方向)的前进侧目标液压PT1相比,返回的情况(输入杆的返回方向)的返回侧目标液压PT2增大。由此,制动踏板19开始返回时,目标液压PT增大,另外,将开始返回的制动踏板19再次踏下时,目标液压PT减小,所以相对于输入杆18的移动,在主活塞8的开始返回及开始前进上产生适度的迟滞。因此,主缸2的液压缓慢地下降及上升,制动踏板19的操作感提高。这时,在前进侧和返回侧转换目标液压PT时,使目标液压PT顺畅地变化,由此能够抑制液压急变,防止不理想的制动力的急变。

[0096] 图12表示用于执行液压控制的控制流程。参照图12,在步骤S1中运算输入杆18的前进侧目标液压PT,在步骤S2中运算输入杆18的返回侧的目标液压PT,在步骤S3中判定输入杆18的移动方向是前进侧还是返回侧。判断为前进侧的情况下,在步骤S4中将前进侧目标液压PT1设定为目标液压PT,在判断为返回侧的情况下,在步骤S5中将返回侧目标液压PT2设定为目标液压PT。

[0097] 这时,如图7所示,对于输入杆18的位移即操作量检测装置34检测的操作量 X_{op} ,操作量 X_{op} 越大,目标液压PT越大,另外,对于一定的操作量,相对于前进侧目标液压PT1(区间L1),返回侧目标液压PT2(区间L3)增大,设定逆时针旋转的迟滞。而且,在从前进侧目标液压PT1(区间L1)向返回侧目标液压PT2(区间L3)过渡的的区间L2、及从返回侧目标液压PT2(区间L3)向前进侧目标液压PT1(区间L1)过渡的L4中,将目标液压PT设为一定,从而可以将主活塞8的移动量抑制到最小限度,可以减小主活塞8的移动产生的从主室10向输入杆18的反力的影响。另外,由此,因减少主活塞8的移动频次,所以减少电动机22、滚珠丝杠机构23及减速机构24的工作频次,可以降低噪音的产生、电力的消耗,并且提高其耐久性。

[0098] 下面,对液压控制装置46B设定的目标液压PT的设定范围参照图8及图9进行说明。将相对位移设定装置设定的相对位移 ΔX 的设定范围限制在上述的图6所示范围的情况下,根据上述(1)式,对于一定的踏力F,下面的关系成立。

$$[0099] \quad K \Delta X_n + A_i \cdot P_n = -K \Delta X_{max} + A_i \cdot P_{max} \cdots (7)$$

$$[0100] \quad K \Delta X_n + A_i \cdot P_n = -K \Delta X_{min} + A_i \cdot P_{min} \cdots (8)$$

[0101] 在此,K为中立弹簧20、21的复合弹簧常数, A_i 为输入活塞17相对于主室10的受压面积, ΔX_n 为实际的相对位移, ΔX_{max} 为相对位移的最大值, ΔX_{min} 为相对位移的最小值, P_n 为当前的主缸液压, P_{max} 为主缸液压的最大值, P_{min} 为主缸液压的最小值。

[0102] 从(7)式可以求出当前的相对位移 ΔX_n 、相对位移的最大值 ΔX_{max} 及从当前的主缸液压 P_n 可产生的最大液压 P_{max} 。另外,从(8)式可以求出当前的相对位移 ΔX_n 、相对位移的最小值 ΔX_{min} 及从当前的主缸液压 P_n 可产生的最小液压 P_{min} 。由此,在本实施方式中,如图8所示,在由线段C1、C2及D夹持的范围内设定目标液压 P_T 。与横轴平行的线段C1及以大体一定的斜度倾斜的线段C2与表示相对位移 ΔX 的范围的线段A1、A2对应,与横轴平行的线段D为与表示相对位移 ΔX 的范围的线段B相对应。由此,如图7所示,在设定具有逆时针旋转的迟滞的目标液压 P_T 的情况下,制动踏板19的返回方向的区间L3的区间L4侧的部分受到线段C2的限制,将区间L3设为不受限制的L2侧的区间L31、受线段C2的限制而沿线段C2的区间L32,将目标液压 P_T 设为上述的范围内,所以可以进行适当的液压控制。

[0103] 图9表示制动踏板19的操作量 X_{op} 和主缸2的液压的关系。在规定电动机22的最大输出的情况下,由此决定主缸8的最大位移,制动踏板19的操作量 X_{op} 和主缸2的液压的关系为图9中虚线所示。即,主活塞8达到电动机22产生的最大行程点 S_{max} 后,相对于制动踏板19的操作量 X_{op} 的增大,只有输入活塞17前进,液压的增大的斜度缓和,达到最大液压点 P_{max} 。这时,制动踏板19的操作感觉也有较大的变化。另外,因温度上升等,电动机22的输出降低的情况下,最大行程点 S_{max} 也变小,在达到此点的时刻,制动踏板19的操作感觉也产生变化。

[0104] 因此,从制动踏板19的原位置至最大行程位置(最大液压点 P_{max}),以主缸2的液压的变化为一定的方式,利用液压控制装置46B使目标液压 P_T 以一定的斜度达到最大液压点 P_{max} 而设定,由此可以得到制动踏板19的良好的操作感觉。在本实施方式中,电动机22的最大输出由可供给的最大电流决定,将其最大电流作为参数决定目标液压 P_T ,由此目标液压 P_T 的斜度为一定。除此之外,目标液压 P_T 可以从预先设定对应于制动踏板19的操作量 X_{op} (控制输入)的目标液压 P_T 的数据表得到,另外,也可以按照规定的理论规则对控制输入进行运算处理而得到。另外,为了得到这种主缸2的液压特性,也可以利用相对位移装置46A设定目标相对位移 ΔX_T 。

[0105] 下面,对控制转换装置46C的目标相对位移 ΔX_T 或目标液压 P_T 的控制的转换参照图13~图18进行说明。控制转换装置46C通过下面的任一种转换进行目标位移 ΔX_T 或目标液压 P_T 的控制转换。

[0106] (基于再生制动系统的有无工作的转换)

[0107] 控制转换装置46C在再生制动系统R进行再生制动中的情况(再生协调时)下,进行使用基于液压控制装置46B的目标液压 P_T 的控制,在再生制动未执行中的情况下,进行使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔX_T 的控制。图13表示控制转换装置46C的转换控制流程。参照图13,在步骤S21中利用相对位移控制装置46A基于制动踏板19的操作量 X_{op} 算出目标相对位移 ΔX_T ,确认计算完成,在步骤S23中,判断再生制动系统R是否正在执行再生制动。在正在执行再生制动的情况下,在步骤S24中按照目标液压 P_T 使液压控制装置46B进行控制,在再生制动未执行中的情况下,在步骤S25中按照目标相对位移 ΔX_T 使相对位移控制装置46A进行控制。这时,主压控制单元4经由CAN通信接口53输入来自再生制动系统R的工作信号,控制转换装置46C基于该工作信号判断是否在再生制动中。

[0108] 再生协调时,在主缸2中应产生的液压对应于驾驶者的制动要求,为从只利用液压制动器进行制动的情况需要的液压减去相当于再生制动量的液压。因此,再生制动产生的

制动量作为液压或与液压成正比的量提供时,基于目标液压PT控制电动机22的工作,由此与基于目标相对位移 ΔXT 的控制相比,可以简化运算,另外,能够提高控制精度。

[0109] (基于是否在通常的制动力控制中的转换)

[0110] 控制转换装置46C判定是否为根据驾驶者对制动踏板19的操作量 X_{op} 产生制动力的通常的制动力控制中,在通常的制动力控制中时,执行使用基于位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制,不在通常的制动力控制中的情况下,执行使用基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制。在此,所谓通常的制动力控制是指,相对于驾驶者对制动踏板19的操作量 X_{op} (制动力要求),将在主缸2产生的液压按原值传递到车轮制动缸(包含制动力分配控制),并且不介入防抱死控制、牵引控制、车辆稳定性控制等基于车轮压控制装置6对车轮压控制机构5的控制的制动力控制。另外,所谓不是通常的制动力控制的情况是指,介入ABS工作时、牵引控制工作时,车辆稳定性控制执行等、基于制动踏板19的操作量 X_{op} 以外的控制输入的车轮压控制装置6对车轮压控制机构5的控制的情况。

[0111] 图14表示此时的控制转换装置46C的转换控制流程。参照图14,在步骤S21中利用相对位移控制装置46A基于制动踏板19的操作量 X_{op} ,算出目标相对位移,确认算出的完成,在步骤S22中利用液压控制装置46B算出目标液压PT并确认算出完成。在步骤S23中判断是否为通常的制动力控制中。判断为通常的制动力控制中的情况下,在步骤S24中使用目标相对位移 ΔXT 使相对位移控制装置46A进行控制,在判断出不在通常的制动力控制中的情况下,在步骤S25中使用目标液压PT使液压控制装置46B进行控制。这时,主压控制单元4经由CAN通信接口53输入来自防抱死制动系统、车辆稳定性控制系统等车载控制单元的工作信号,基于该工作信号判断是否是在通常的制动力控制中。

[0112] 使用目标相对位移 ΔXT 的控制因对应于制动踏板19的操作量 X_{op} (位移、踏力)决定目标相对位移 ΔXT ,所以主活塞8的位置根据制动踏板19的操作量 X_{op} 决定。因此,通常的制动力控制中,经由输入活塞17反作用到制动踏板19的主缸2的液压产生反力的变动小,可以得到制动踏板19的良好操作感觉。

[0113] 另一方面,不在通常的制动力控制中的情况下,车轮液压控制机构5工作时,因供给阀35A、35B及加压阀41A、41B的开闭、以及泵39A、39B的工作、停止,相对于主缸2的下游侧的液压回路的液压的刚性往往产生变化。因此,使用目标相对位移 ΔXT 进行控制的情况下,因该液压回路的刚性变化,所以主活塞8的位置不稳定,主缸2的产生液压会不稳定。对此,在使用目标液压PT进行控制的情况下,主缸2的液压因难以对液压回路的刚性的变化产生较大的影响,所以主缸2产生液压稳定。

[0114] 这样,根据是否是通常的制动力控制,通过适当地转换为使用目标相对位移 ΔXT 的控制和使用目标液压PT的控制,可以得到制动踏板19的良好操作感觉,并且可以进行稳定的控制。

[0115] (基于是否在车轮压控制装置的控制中的转换)

[0116] 控制转换装置46C判定是否在利用车轮压控制装置6控制车轮压控制机构5的工作中,不在控制中的情况下,执行使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制。在利用车轮压控制装置6控制车轮压控制机构5的工作,执行防抱死控制、牵引控制、车辆稳定性控制等,并进行向各车轮制动缸供给液压的控制的情况下,执行使用基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制。

[0117] 图15表示此时的转换装置的转换控制流程。参照图15,在步骤S21中利用相对位移控制装置46A基于制动踏板19的操作量 X_{op} ,算出目标相对位移 ΔXT ,确认算出完成,在步骤S22中利用液压控制装置46B算出目标液压PT并确认算出完成。在步骤S23中判断是否在车轮液压控制装置6对车轮液压控制机构5的控制执行中。判断不在控制执行中的情况下,在步骤S24中进行使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制,在判断为控制执行中的情况下,在步骤S25中进行使用基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制。这时,主压控制单元4经由CAN通信接口53输入来自再生制动系统R、防抱死制动系统、车辆稳定性控制系统、制动力分配系统等车载控制单元的控制信号,基于该控制信号,判断是否在车轮压控制装置6的控制执行中。

[0118] 车轮液压控制机构5工作时,因供给阀35A、35B及加压阀41A、41B的开闭以及泵39A、39B的工作、停止,相对于主缸2下游侧的液压回路的液压的刚性往往产生变化。因此,在使用目标相对位移 ΔXT 进行控制的情况下,因该液压回路的刚性的变化,主活塞8的位置不稳定,主缸2的产生液压会不稳定。对此,使用目标液压PT进行控制时,主缸2的液压难以对液压回路的刚性的变化产生较大的影响,主缸2的产生液压稳定。

[0119] (基于坡道起动辅助控制的有无工作的转换)

[0120] 控制转换装置46C判断是否是坡道起动辅助控制的执行中,在不是坡道起动辅助控制(下面,称为HAS)的执行中的情况下,执行使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制,在HAS执行中的情况下,执行使用基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制。

[0121] 图16表示此时的控制转换装置46C的转换控制流程。参照图16,在步骤S21中利用相对位移控制装置46A基于制动踏板19的操作量 X_{op} ,算出目标相对位移并确认算出完成,在步骤S22中利用液压控制装置46B算出目标液压PT并确认算出完成。在步骤S23中判断是否是HAS的工作中。判断不是HAS工作中的情况下,在步骤S24中使液压控制装置46B进行使用目标相对位移 ΔXT 的控制,在判定是HAS工作中的情况下,在步骤S25中使液压控制装置46B进行使用目标液压PT的控制。控制转换装置46C基于经由CAN通信接口53输入的HAS的工作信息,判定是否是HAS工作中。

[0122] 在HAS工作中,释放制动踏板19时,暂时保持主缸2或车轮制动缸的液压,执行随着车辆起动而解除的控制,这时,通过进行使用目标液压PT的控制,可以正确地调节为需要的液压。

[0123] 另外,保持液压的情况下,进行使用目标液压PT的控制,在解除液压时,也可以执行使用相对位移 ΔXT 的控制。这种情况下,可以更顺畅地进行液压解除。另外,针对每个行程对HAS的工作模式进行分类,也可以对各工作模式适当地转换是执行使用目标相对位移 ΔXT 或目标液压PT的哪一种的控制。

[0124] (基于是否为停车中的转换)

[0125] 控制转换装置46C判断是否为停车中,在不是停车中的情况(行驶中的情况)下,执行使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制,在停车中的情况中,执行使用基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制。

[0126] 图17表示此时的控制转换装置46C的转换控制流程。参照图17,在步骤S1中利用相对位移控制装置46A基于制动踏板19的操作量 X_{op} ,算出目标相对位移,确认算出完成,在步

骤S2中利用液压控制装置46B算出目标液压PT并确认算出完成。在步骤S3中判定是否为停车中。在判定不是停车中的情况下,在步骤S4中进行使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制,判定为停车中的情况下,在步骤S5进行使用基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制。控制转换装置46C基于来自车速传感器等的车速信号、或从与车轮压控制装置6或CAN连接的其它的车载设备等经由CAN通信接口53而输入的车速信息,判定是不是在停车中。

[0127] 在停车中,执行使用目标液压PT的控制,调节为能够维持停车状态的最低限的液压,由此可以降低电动机22的耗电。这时的最低限的液压也可以作为设想路面的坡度等条件的最严格的条件下的液压而设定。另外,停车中,驾驶者强行踏下制动踏板19的情况下,在输入活塞17的作用下产生液压,相应地,电动机22产生的主活塞8的推力变小,耗电降低。

[0128] 另外,在停车中,进行使用目标相对位移 ΔXT 的控制,预先设定可以维持停车状态的最低限的液压的目标相对位移 ΔXT ,由此可以将电动机22的耗电抑制到最低。该情况下,若驾驶者踏下制动踏板19,因输入活塞17的前进,液压上升,所以可以提高制动力。

[0129] (上述转换控制的组合)

[0130] 在控制转换装置46C中,将上述转换控制组合,也可将再生制动系统工作、通常的制动力控制、车轮压控制装置的液压控制、判断是否在HAS的工作及停车中而使用基于相对位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 或基于液压控制装置46B的目标液压PT的控制适当组合。

[0131] 图18表示此时的控制转换装置46C的转换控制流程。参照图18,在步骤S31中利用相对位移控制装置46A基于制动踏板19的操作量 X_{op} ,算出目标相对位移并确认算出完成,在步骤S32中,利用液压控制装置46B算出目标液压PT并确认算出完成。在步骤S33中判定再生制动系统R是否正在执行再生制动。正在执行再生制动的情况下,在步骤S39中使液压控制装置46B进行使用目标液压PT的控制。另一方面,不在再生制动执行中的情况下,进入步骤S34。在步骤S34中判定是否是通常的制动力控制中,判定为不是通常的制动力控制中的情况下,在步骤S39中使用目标液压PT,使液压控制装置46B进行控制。另一方面,判定为是通常的制动力控制中的情况下,进入步骤S35。在步骤S35中判断是否是基于车轮液压控制装置6的车轮液压控制机构5的控制执行中。在判定为是控制执行中的情况下,在步骤S39中使用目标液压PT,使液压控制装置46B进行控制。另一方面,判定为不是控制执行中的情况下,进入步骤S36。在步骤S36中判定是否在HAS工作中。判定为是HAS工作中的情况下,在步骤S39中使液压控制装置46B进行使用目标液压PT的控制。判定为不是HAS工作中的情况下,进入步骤S37。在步骤S37中判定是否在停车中。判定为在停车中的情况下,在步骤S39中使液压控制装置46B进行使用目标液压PT的控制。判定为不是停车中的情况下,在步骤S38中进行使用基于相当位移控制装置46A的目标相对位移 ΔXT 的控制。

[0132] 这样,可以执行将上述的转换控制组合后的控制。另外,在图18所示的控制流程中,步骤S3~S7也可以适当改变判定的顺序,另外,也可以不使用全部的判定,只适当地有选择地使用需要的判定。

[0133] 另外,在上述实施方式中,对根据一定的条件转换使用目标相对位移 ΔXT 的控制和使用目标液压PT的控制的情况进行了说明,但转换它们的条件只要根据该系统的各个特性而设定,则可以任意转换或任意设定。

[0134] 在上述实施方式中,作为检测制动踏板19的操作量 X_{op} 的制动操作量检测装置34,使用了检测制动踏板19的行程的行程检测装置,但不限于此,也可以使用基于活塞8和输入部件17的相对位移及液压传感器45A检测到的主缸2内的制动液压来决定推定踏力的踏力推定装置。此时,作为制动踏板19的操作量使用所述推定踏力。另外,具备上述行程检测装置和上述踏力推定装置二者,可以将制动踏板的行程或推定踏力的任一方作为制动踏板的操作量使用。

[0135] 另外,相对于上述制动踏板的一定的操作量 X_{op} 所设定的上述目标相对位移也可以构成为与上述制动踏板的踏入时(图5的L1)相比,在释放时(L3)大。这样,通过设置逆时针旋转的迟滞,可以实现一般的负压升压器的制动感觉。

[0136] 在该情况下,上述制动踏板被踏下后、释放时,也可以以暂时保持上述活塞的位置的方式设定上述目标相对位移(图5的L2)。这样,可以抑制活塞的移动造成的液压的过度变动。

[0137] 同样,在上述实施方式中,相对于上述制动踏板的一定的操作量 X_{op} 所设定的上述目标液压也可以构成为与上述制动踏板的踏下时(图7的L1)相比,在释放时(L3)大。这样,通过设置逆时针旋转的迟滞,可以实现一般负压升压器的制动感觉(例如,放开被称为“粘”的制动踏板时,抑制制动力降低)。

[0138] 在该情况下,上述制动踏板被踏下后、被释放时,也可以以暂时保持上述主缸内的制动液压的方式设定上述目标液压(图7的L2)。这样,可以抑制活塞的移动造成的液压的过度变动。

[0139] 另外,可以将上述目标相对位移及上述目标液压设定在与上述制动踏板的操作量 X_{op} 对应的规定范围内。该规定范围内由主压控制机构的构造上的限制、及制动踏板的操作感觉等控制上的限制所决定。

[0140] 另外,也可以将上述目标液压设定为:在踏下上述制动踏板时,相对于其操作量 X_{op} ,使上述主缸内的制动液压以一定的比率变化。

[0141] 另外,上述转换装置也可以构成为,在坡道起动辅助控制执行中,利用上述液压控制装置控制上述促动器的工作。

[0142] 另外,上述转换装置也可以构成为,在停车中利用上述相对位移控制装置控制上述促动器的工作。

[0143] 另外,上述转换装置也可以构成为,在不按上述制动踏板的操作的制动控制(例如,车辆稳定性控制及坡道起动辅助控制)的执行中,利用上述液压控制装置控制上述促动器的工作。

[0144] 而且,上述转换装置也可以构成为,相对于上述制动踏板的一定的操作量 X_{op} ,在上述主缸的制动液压变动的控制(例如防抱死制动控制)执行中,利用液压控制装置控制上述促动器的工作。

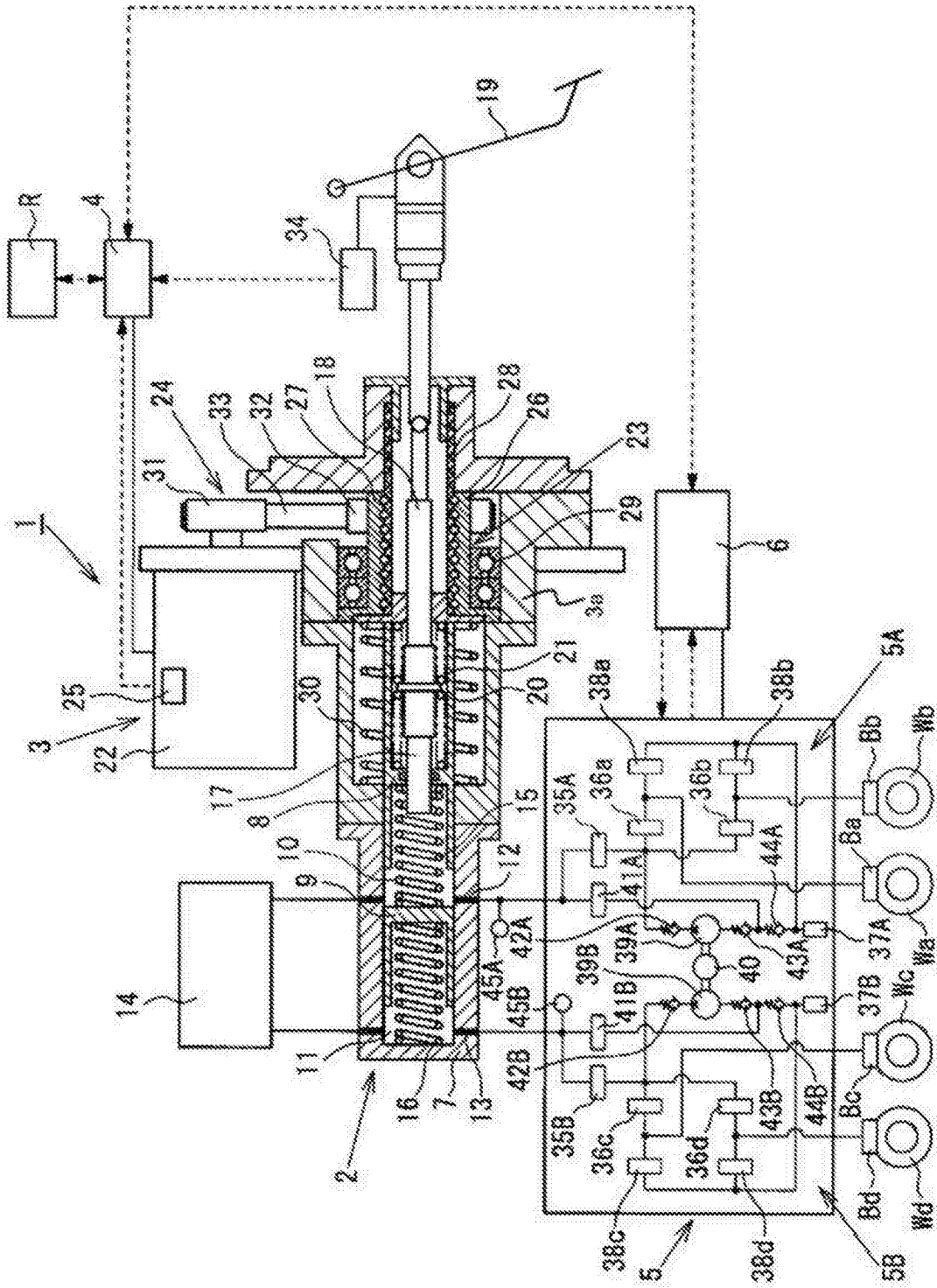


图1

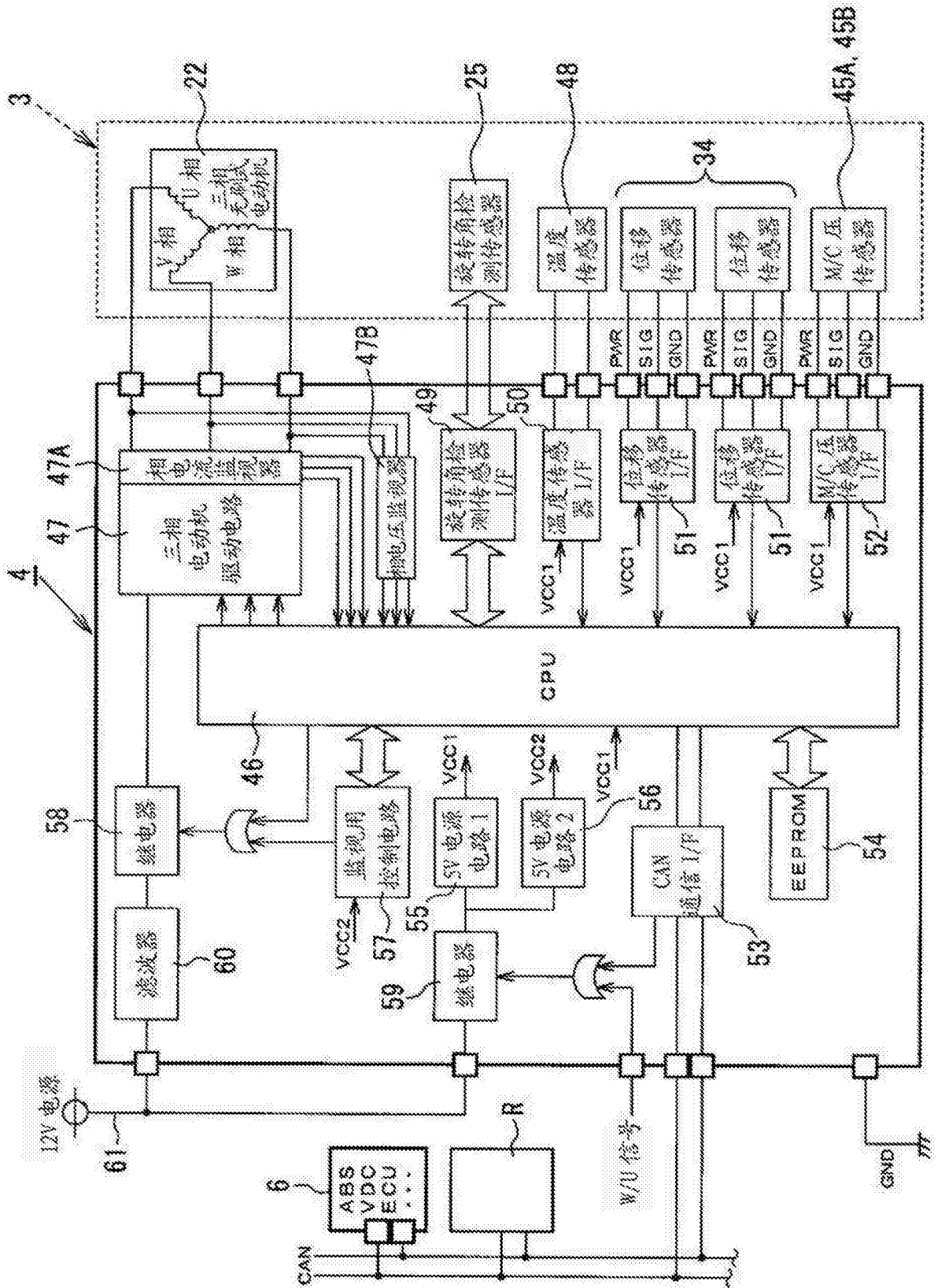


图2

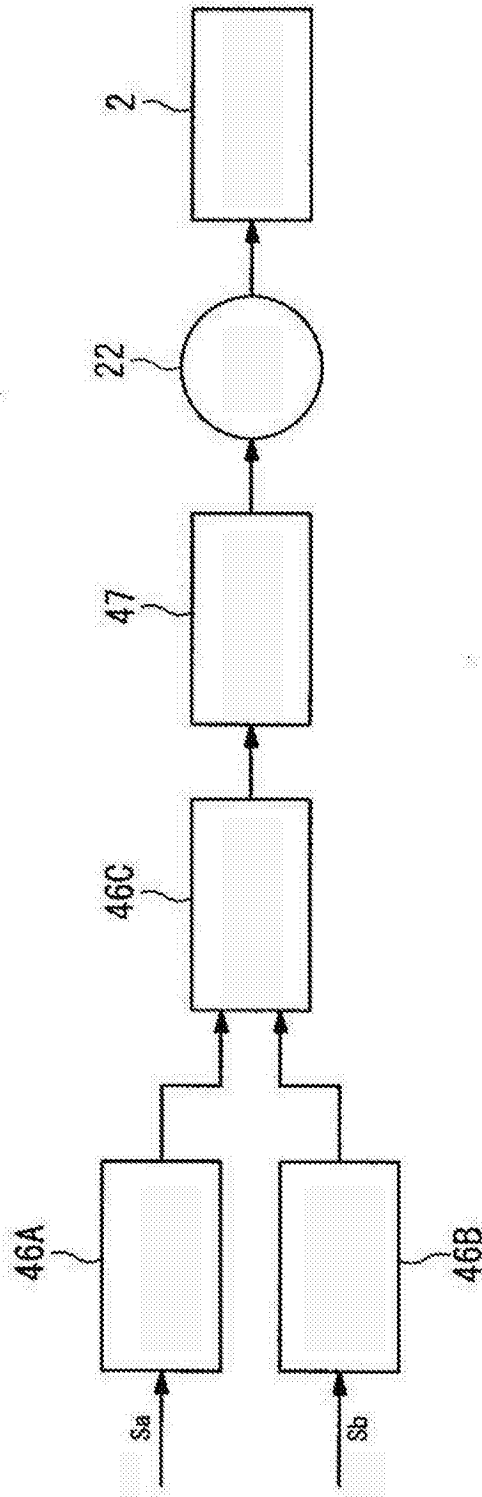


图3

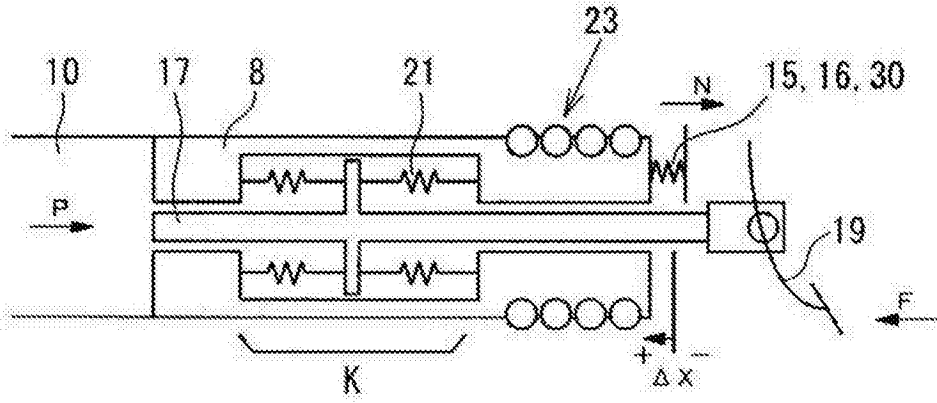


图4

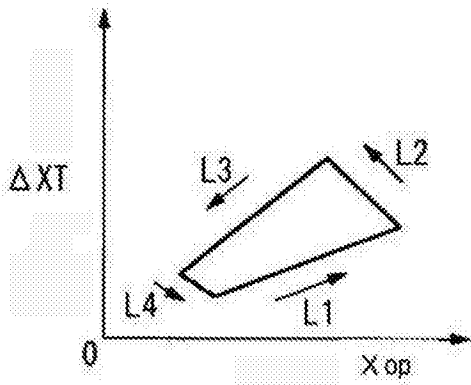


图5

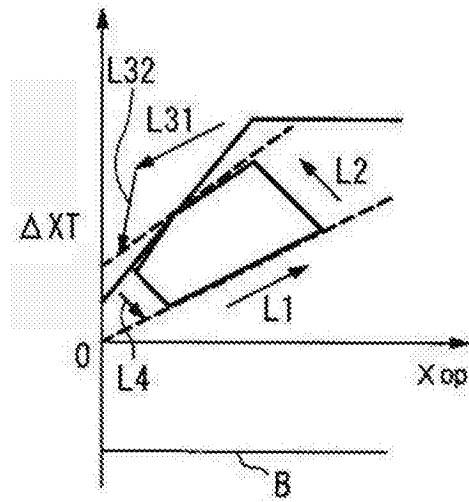


图6

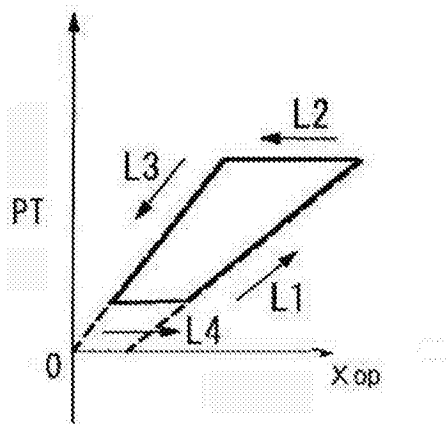


图7

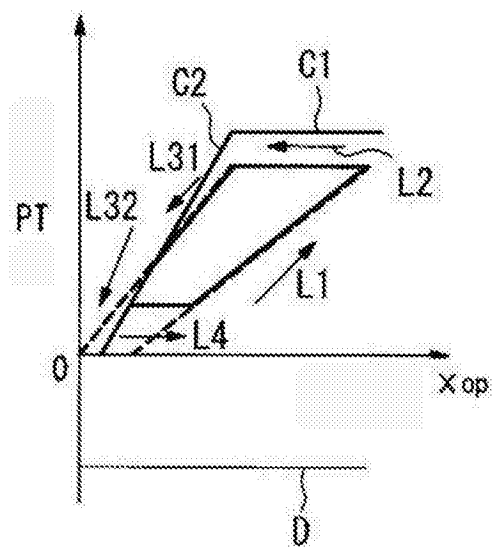


图8

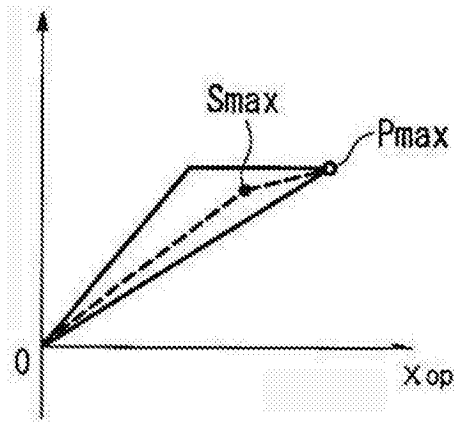


图9

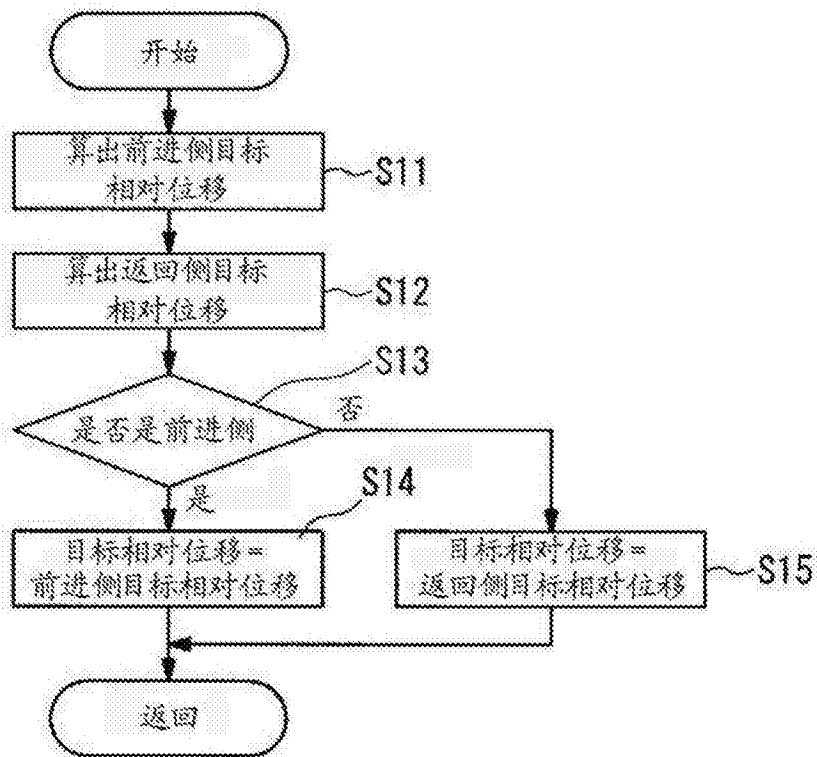


图10

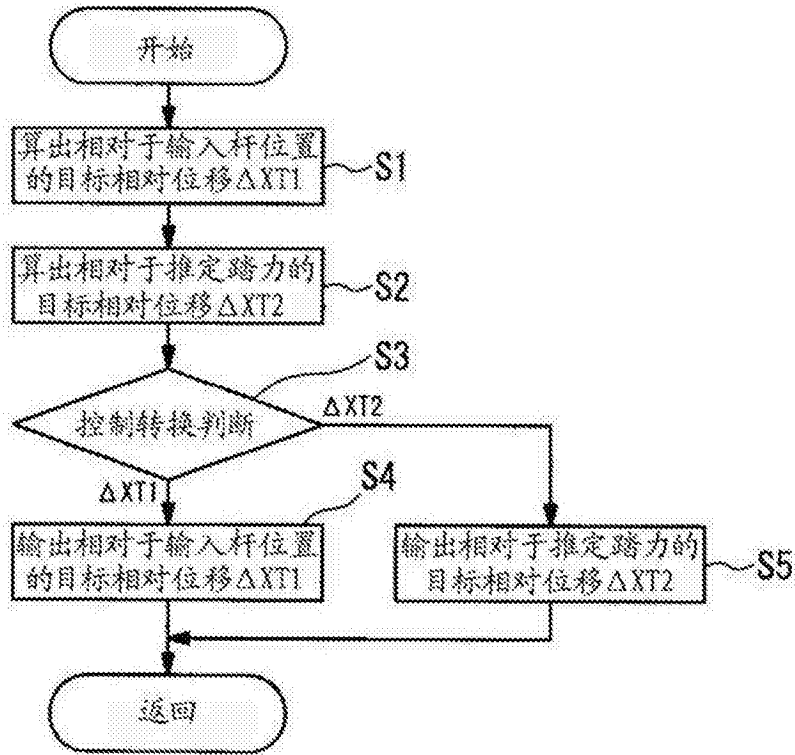


图11

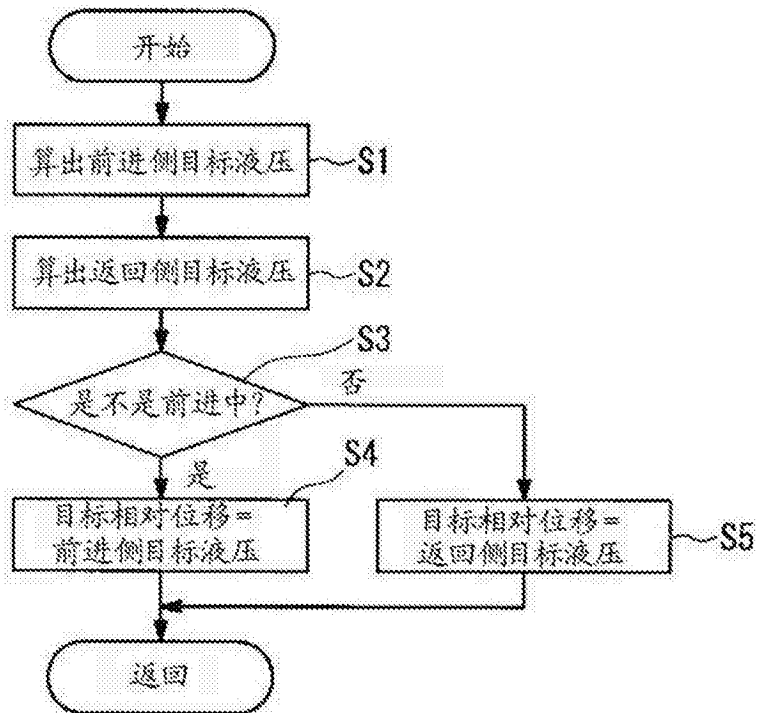


图12

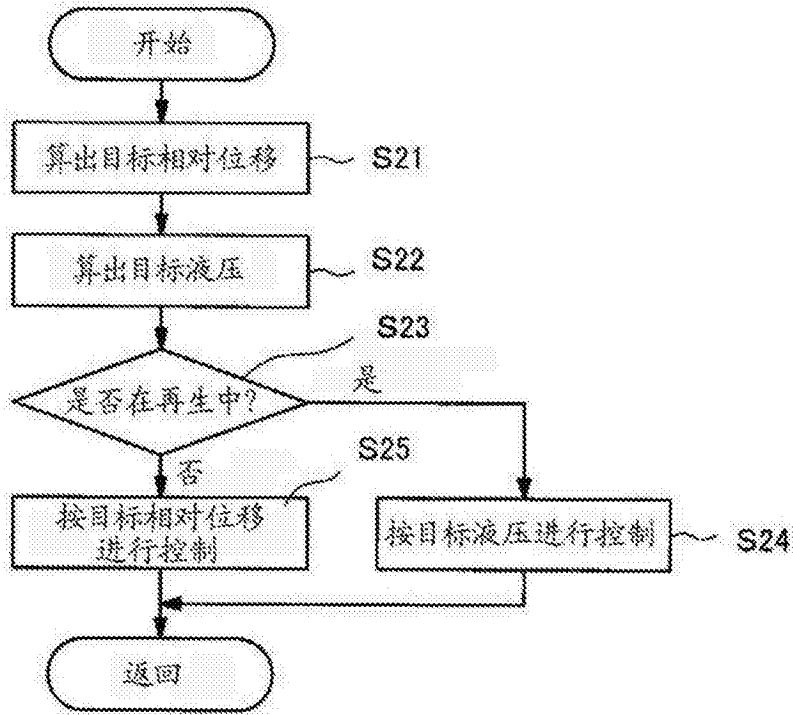


图13

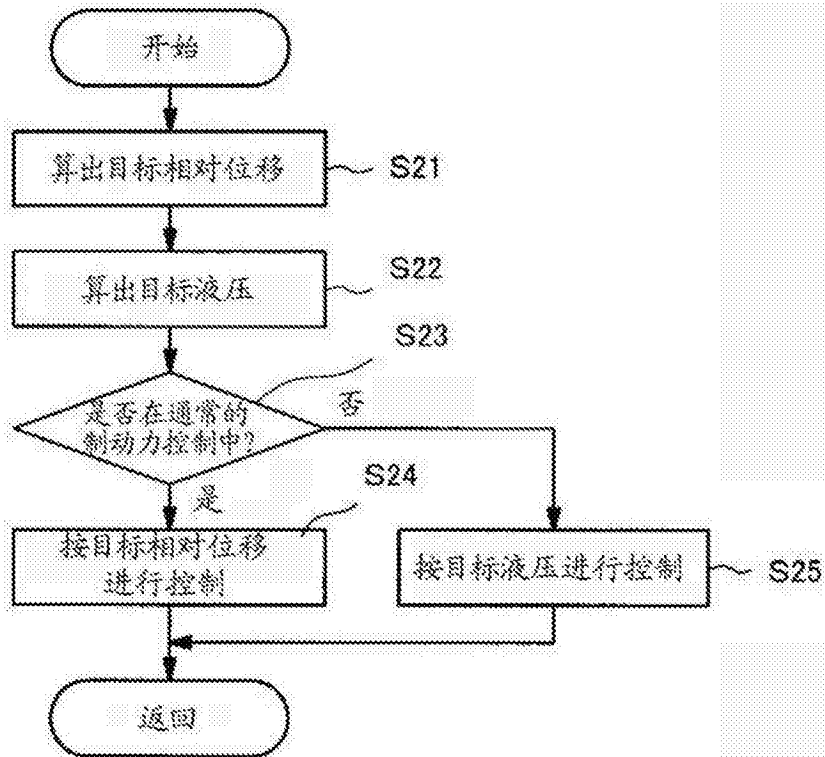


图14

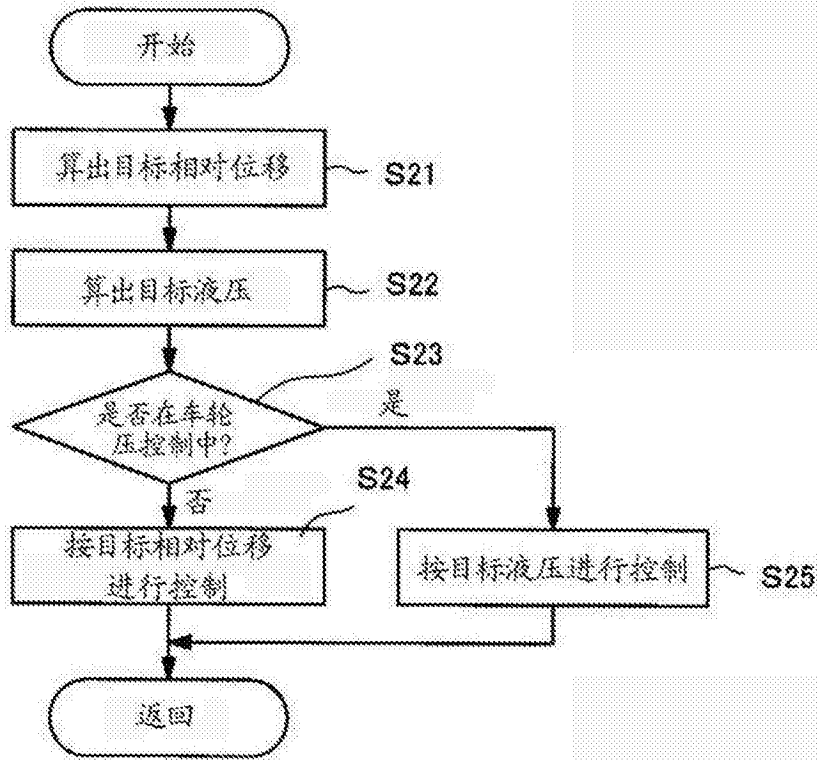


图15

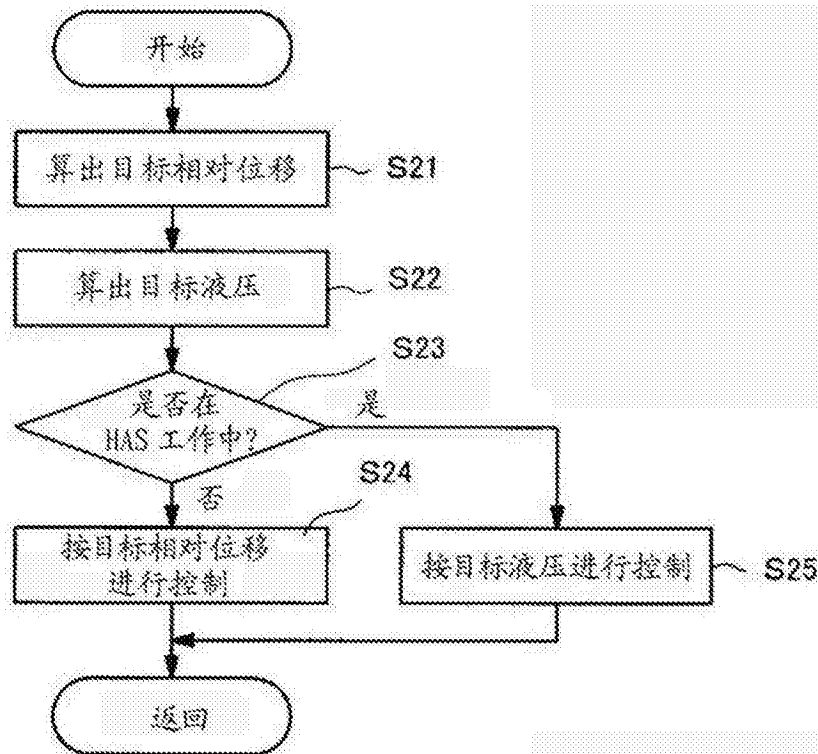


图16

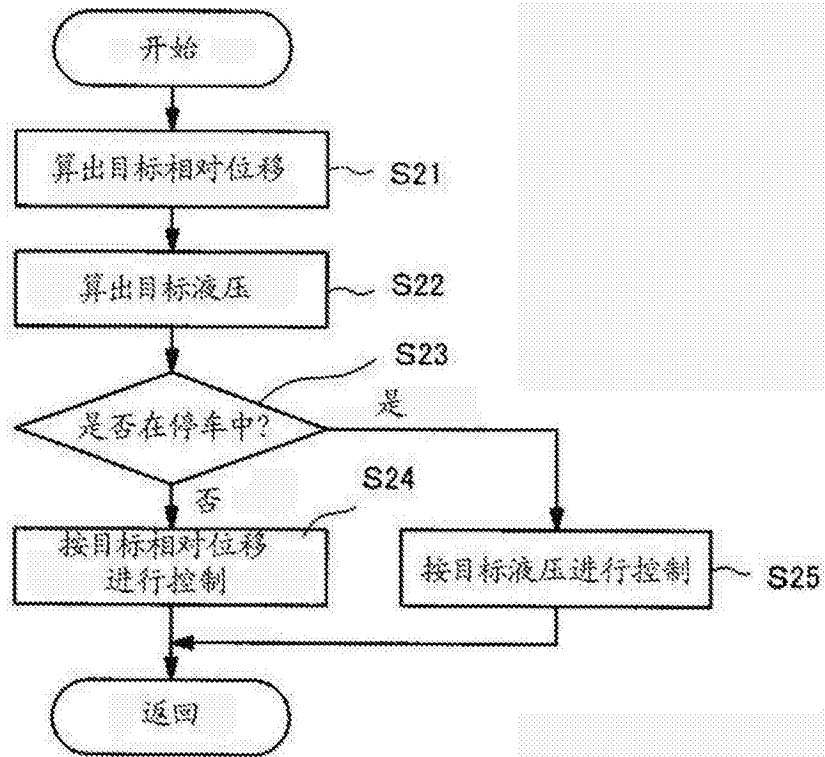


图17

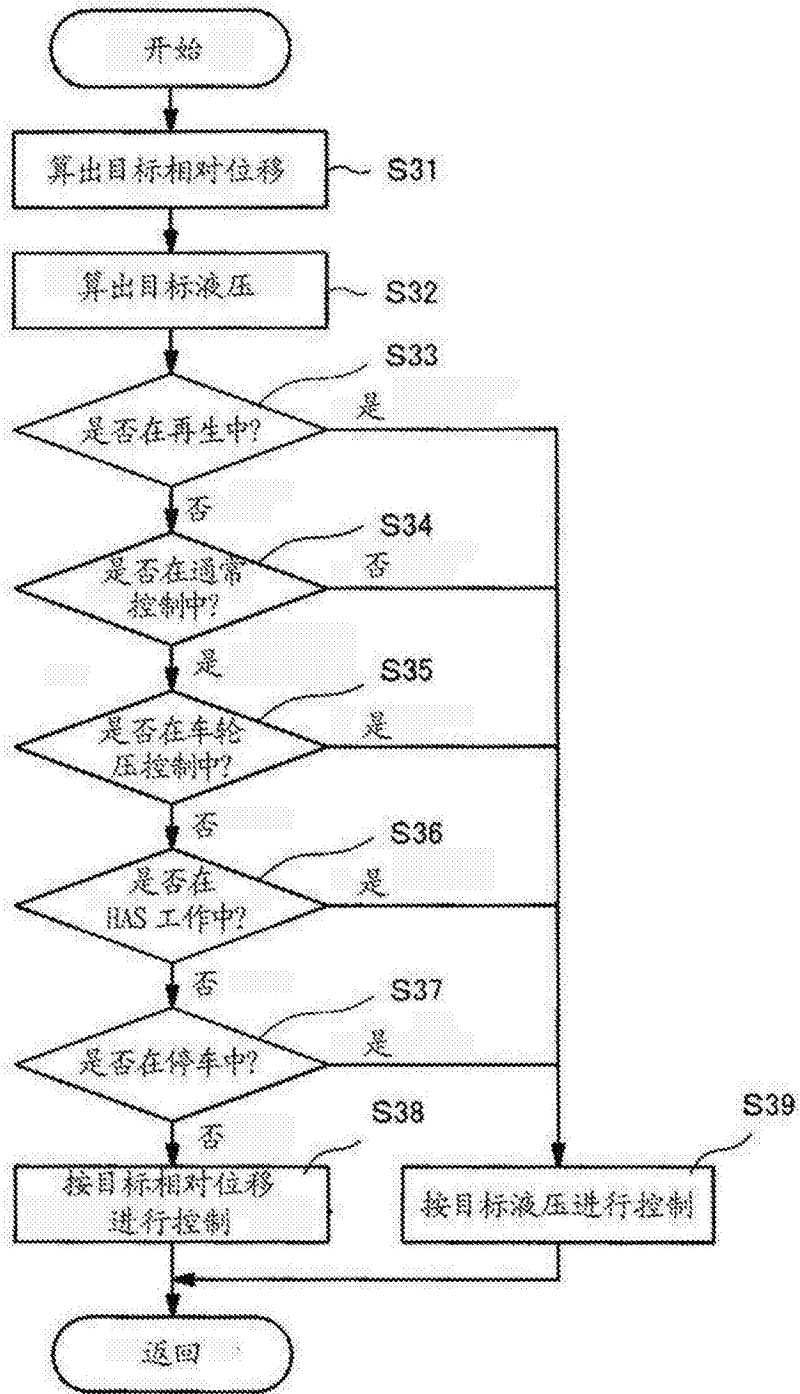


图18