



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 111226045 A

(43)申请公布日 2020.06.02

(21)申请号 201880069000.3

(51)Int.Cl.

(22)申请日 2018.05.21

F15B 11/00(2006.01)

E02F 9/22(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2020.04.23

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2018/019516 2018.05.21

(87)PCT国际申请的公布数据
W02019/224879 JA 2019.11.28

(71)申请人 川崎重工业株式会社
地址 日本兵库县神戸市

(72)发明人 村冈英泰 能势知道 木下敦之
陵城孝志 坂本守行

(74)专利代理机构 上海瀚桥专利代理事务所
(普通合伙) 31261

代理人 曹芳玲

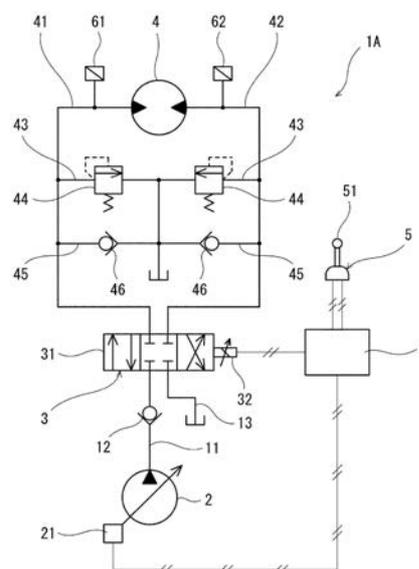
权利要求书2页 说明书9页 附图6页

(54)发明名称

工程机械的油压驱动系统

(57)摘要

工程机械的油压驱动系统,具备:旋转马达;输出与操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置;包括阀芯及接收指令电流而驱动阀芯的驱动部、指令电流越大则越增大向旋转马达的工作液的供给量及从旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀;旋转操作信号越大则向旋转方向切换阀传送越大的指令电流的控制装置;以及检测旋转马达的流出压的压力传感器;控制装置在旋转操作信号减少的情况下,当压力传感器检测出的旋转马达的流出压超过阈值上升时,以使阀芯的移动速度维持在限制值以下的形式向旋转方向切换阀传送指令电流。



1. 一种工程机械的油压驱动系统,其特征在于,具备:
旋转马达;
包括操作杆、输出与所述操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置;
包括阀芯及接收指令电流而驱动所述阀芯的驱动部、所述指令电流越大则越增大向所述旋转马达的工作液的供给量及从所述旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀;
所述旋转操作信号越大则向所述旋转方向切换阀传送越大的指令电流的控制装置;以及
检测所述旋转马达的流出压的压力传感器;
所述控制装置在所述旋转操作信号减少的情况下,当所述压力传感器检测出的所述旋转马达的流出压超过阈值上升时,以使所述阀芯的移动速度维持在限制值以下的形式向所述旋转方向切换阀传送指令电流。
2. 根据权利要求1所述的工程机械的油压驱动系统,其特征在于,
所述控制装置基于所述压力传感器检测出的所述旋转马达的流出压,通过前馈控制或反馈控制调节所述限制值。
3. 根据权利要求1或2所述的工程机械的油压驱动系统,其特征在于,还具备:
通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵;
调节所述泵的倾转角的流量调节装置;以及
检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器;
所述控制装置以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置,且,
在所述旋转操作信号增加的情况下,当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时,以使所述泵的倾转角的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述流量调节装置。
4. 根据权利要求1或2所述的工程机械的油压驱动系统,其特征在于,还具备:
通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵;
调节所述泵的倾转角的流量调节装置;
设于从所述供给管路分叉的卸荷管路的卸荷阀;以及
检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器;
所述控制装置以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置,并以所述旋转操作信号越大则所述卸荷阀的开度越小的形式控制所述卸荷阀,且,
在所述旋转操作信号增加的情况下,当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时,以使所述卸荷阀的开度的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述卸荷阀。
5. 一种工程机械的油压驱动系统,其特征在于,具备:
旋转马达;
包括操作杆、输出与所述操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置;
所述旋转操作信号越大则越增大向所述旋转马达的工作液的供给量及从所述旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀;

通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵；

调节所述泵的倾转角的流量调节装置；

以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置的控制装置；以及

检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器；

所述控制装置在所述旋转操作信号增加的情况下，当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时，以使所述泵的倾转角的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述流量调节装置。

6. 根据权利要求5所述的工程机械的油压驱动系统，其特征在于，

所述控制装置基于所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压，通过前馈控制或反馈控制调节所述限制值。

7. 一种工程机械的油压驱动系统，其特征在于，具备：

旋转马达；

包括操作杆、输出与所述操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置；

所述旋转操作信号越大则越增大向所述旋转马达的工作液的供给量及从所述旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀；

通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵；

调节所述泵的倾转角的流量调节装置；

设于从所述供给管路分叉的卸荷管路的卸荷阀；

以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置，并以所述旋转操作信号越大则所述卸荷阀的开度越小的形式控制所述卸荷阀的控制装置；以及

检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器；

所述控制装置在所述旋转操作信号增加的情况下，当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时，以使所述卸荷阀的开度的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述卸荷阀。

8. 根据权利要求7所述的工程机械的油压驱动系统，其特征在于，

所述控制装置基于所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压，通过前馈控制或反馈控制调节所述限制值。

工程机械的油压驱动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及工程机械的油压驱动系统。

背景技术

[0002] 如油压挖掘机(shovel)或油压起重机(crane)的工程机械,配备包括旋转马达的油压驱动系统(例如,参照专利文献1)。通过旋转方向切换阀将工作液从泵向旋转马达供给。

[0003] 具体地,旋转方向切换阀通过一对给排管路与旋转马达连接。一对给排管路各自的压力由安全阀保持在上限压以下。又,旋转操作装置的操作杆的倾斜角(旋转操作量)越大,则旋转方向切换阀越增大向旋转马达的工作液的供给量及从旋转马达的工作液的排出量。

[0004] 现有技术文献

专利文献

专利文献1:日本特开2001-254702号公报。

发明内容

[0005] 而,旋转加速时,如果旋转马达的流入压急剧上升至安全阀中规定的上限压,则当旋转马达的流入压到达上限压时可能会发生冲击。又,旋转减速时,如果旋转马达的流出压急剧上升至安全阀中规定的上限压,则当旋转马达的流出压到达上限压时可能会发生冲击。

[0006] 为缓和这些冲击,安全阀考虑使用如在专利文献1公开的带升压缓冲功能的安全阀。带升压缓冲功能的安全阀为如下的安全阀:直至一次压(入口压)到达设定值为止不限制一次压的变化率,在一次压从设定值上升至上限压时使一次压缓慢上升。

[0007] 然而,带升压缓冲功能的安全阀结构复杂,从而尺寸较大,成本较高。

[0008] 因此,本发明的目的在于能够在不使用带升压缓冲功能的安全阀的情况下缓和旋转加速时和/或旋转减速时的冲击。

[0009] 解决问题的手段:

为了解决上述问题,本发明从一个方面,提供工程机械的油压驱动系统,具备:旋转马达;包括操作杆、输出与所述操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置;包括阀芯(spool)及接收指令电流而驱动所述阀芯的驱动部、所述指令电流越大则越增大向所述旋转马达的工作液的供给量及从所述旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀;所述旋转操作信号越大则向所述旋转方向切换阀传送越大的指令电流的控制装置;以及检测所述旋转马达的流出压的压力传感器;所述控制装置在所述旋转操作信号减少的情况下,当所述压力传感器检测出的所述旋转马达的流出压超过阈值上升时,以使所述阀芯的移动速度维持在限制值以下的形式向所述旋转方向切换阀传送指令电流。

[0010] 根据上述结构,旋转减速时(旋转操作信号减少的情况下)若旋转马达的流出压为

阈值以上,则相对于旋转操作信号,旋转方向切换阀的关闭动作会延迟。因此,旋转马达的流出压从阈值到上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀,能够缓和旋转减速时的冲击。

[0011] 所述控制装置可以基于所述压力传感器检测出的所述旋转马达的流出压,通过前馈(feedforward)控制或反馈(feedback)控制调节所述限制值。由该结构,能够更有效地缓和旋转减速时的冲击。

[0012] 上述的油压驱动系统可以进一步具备通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵、调节所述泵的倾转角的流量调节装置和检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器,所述控制装置以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置,且,在所述旋转操作信号增加的情况下,当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时,以使所述泵的倾转角的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述流量调节装置。根据该结构,旋转加速时(旋转操作信号增加的情况下)若泵的吐出压或旋转马达的流入压为阈值以上,则相对于旋转操作信号,泵的吐出流量的上升会延迟。因此,旋转马达的流入压从阈值到上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀,能够缓和旋转加速时的冲击。

[0013] 或者,上述的油压驱动系统可以进一步具备通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵、调节所述泵的倾转角的流量调节装置、设于从所述供给管路分叉的卸荷(unload)管路的卸荷阀和检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器,所述控制装置以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置,并以所述旋转操作信号越大则所述卸荷阀的开度越小的形式控制所述卸荷阀,且,在所述旋转操作信号增加的情况下,当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时,以使所述卸荷阀的开度的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述卸荷阀。根据该结构,旋转加速时(旋转操作信号增加的情况下)若泵的吐出压或旋转马达的流入压为阈值以上,则相对于旋转操作信号,卸荷阀的关闭动作会延迟,向旋转马达的工作液的供给量的上升会延迟。因此,旋转马达的流入压从阈值到上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀,能够缓和旋转加速时的冲击。

[0014] 又,本发明从另一方面,提供工程机械的油压驱动系统,具备:旋转马达;包括操作杆、输出与所述操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置;所述旋转操作信号越大则越增大向所述旋转马达的工作液的供给量及从所述旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀;通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵;调节所述泵的倾转角的流量调节装置;以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置的控制装置;以及检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器;所述控制装置在所述旋转操作信号增加的情况下,当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时,以使所述泵的倾转角的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述流量调节装置。

[0015] 根据上述结构,旋转加速时(旋转操作信号增加的情况下)若泵的吐出压或旋转马达的流入压为阈值以上,则相对于旋转操作信号,泵的吐出流量的上升会延迟。因此,旋转马达的流入压从阈值到上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀,能够缓和旋转加速时的冲击。

[0016] 所述控制装置可以基于所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压,通过前馈控制或反馈控制调节所述限制值。由该结构,能够更有效地缓和旋转加速时的冲击。

[0017] 又,本发明从又一个方面,提供工程机械的油压驱动系统,具备:旋转马达;包括操作杆、输出与所述操作杆的倾斜角相应的旋转操作信号的旋转操作装置;所述旋转操作信号越大则越增大向所述旋转马达的工作液的供给量及从所述旋转马达的工作液的排出量的旋转方向切换阀;通过供给管路与所述旋转方向切换阀连接的可变容量型的泵;调节所述泵的倾转角的流量调节装置;设于从所述供给管路分叉的卸荷管路的卸荷阀;以所述旋转操作信号越大则越增加所述泵的吐出流量的形式控制所述流量调节装置,并以所述旋转操作信号越大则所述卸荷阀的开度越小的形式控制所述卸荷阀的控制装置;以及检测所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压的压力传感器;所述控制装置在所述旋转操作信号增加的情况下,当所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压超过阈值时,以使所述卸荷阀的开度的变化率或指令值维持在限制值以下的形式控制所述卸荷阀。

[0018] 根据上述结构,旋转加速时(旋转操作信号增加的情况下)若泵的吐出压或旋转马达的流入压为阈值以上,则相对于旋转操作信号,卸荷阀的关闭动作会延迟,向旋转马达的工作液的供给量的上升会延迟。因此,旋转马达的流入压从阈值到上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀,能够缓和旋转加速时的冲击。

[0019] 所述控制装置可以基于所述压力传感器检测出的所述泵的吐出压或所述旋转马达的流入压,通过前馈控制或反馈控制调节所述限制值。由该结构,能够更有效地缓和旋转加速时的冲击。

[0020] 根据本发明,能够不使用带升压缓冲功能的安全阀地缓和旋转加速时和/或旋转减速时的冲击。

附图说明

[0021] 图1为根据本发明的第一实施形态的工程机械的油压驱动系统的概略结构图;

图2为作为工程机械一例的油压挖掘机的侧视图;

图3的3A~3D为旋转加速时的图表,3A示出旋转操作信号随时间的变化,3B示出泵的倾转角随时间的变化,3C示出旋转马达的流入压随时间的变化,3D示出旋转速度随时间的变化;

图4的4A~4D为旋转减速时的图表,4A示出旋转操作信号随时间的变化,4B示出旋转方向切换阀的阀芯位移随时间的变化,4C示出旋转马达的流出压随时间的变化,4D示出旋转速度随时间的变化;

图5为根据本发明的第二实施形态的工程机械的油压驱动系统的概略结构图;

图6的6A~6D为旋转加速时的图表,6A示出旋转操作信号随时间的变化,6B示出卸荷阀的开度随时间的变化,6C示出旋转马达的流入压随时间的变化,6D示出旋转速度随时间的变化。

具体实施方式

[0022] (第一实施形态)

图1示出了根据本发明的第一实施形态的工程机械的油压驱动系统1A,图2示出了配备该油压驱动系统1A的工程机械10。图2所示的工程机械10为油压挖掘机,但本发明也可以应用于油压起重机等其他工程机械。

[0023] 图2示出的工程机械10为自走式,包括行驶体75和可旋转地支持于行驶体75的旋转体76。旋转体76设有包括驾驶座的驾驶室(cabin),并与动臂(boom)连结。动臂的梢端连接有斗杆(arm),斗杆的梢端与挖斗(bucket)连结。但工程机械10也可不是自走式。

[0024] 油压驱动系统1A中,作为油压执行器,包括图2所示的动臂缸71、斗杆缸72以及挖斗缸73,同时包括图1所示的旋转马达4以及未图示的左右一对行驶马达。旋转马达4使旋转体76旋转。又,油压驱动系统1A,如图1所示,包括向这些执行器供给工作液的泵2。另,图1中为了简化图纸,省略了旋转马达4以外的油压执行器。

[0025] 进一步地,油压驱动系统1A包括控制对旋转马达4的工作液的供给及排出的旋转方向切换阀3、包括受到旋转操作的操作杆51的旋转操作装置5以及控制装置6。

[0026] 泵2为倾转角可改变的可变容量型的泵。泵2也可以是斜板泵,也可以是斜轴泵。泵2的倾转角由流量调节装置21调节。例如,在泵2为斜板泵的情况下,流量调节装置21包括使泵2的斜板摇动的调节器(regulator)和向该调节器输出二次压的电磁比例阀。

[0027] 泵2通过供给管路11与旋转方向切换阀3连接。供给管路11上设有止回阀12。泵2的吐出压由图略的安全阀保持在第一上限压以下。又,旋转方向切换阀3通过储罐管路13与储罐连接。

[0028] 进一步地,旋转方向切换阀3通过一对给排管路41、42与旋转马达4连接。从给排管路41、42各自分叉出释放管路43,释放管路43与储罐连接。各释放管路43设有安全阀44。也就是说,给排管路41、42各自的压力由安全阀44而保持在第二上限压以下。另,第二上限压可以等于上述第一上限压,也可不同。

[0029] 又,给排管路41、42各自通过补充管路45与储罐连接。各补充管路45设有允许向给排管路(41或42)的流动但禁止其相反的流动的止回阀46。

[0030] 本实施形态中,旋转方向切换阀3由电信号驱动。具体地,旋转方向切换阀3包括阀芯31和接收指令电流并驱动阀芯31的驱动部32。例如,驱动部32可以利用输出互为逆向地作用于阀芯31的二次压的一对电磁比例阀而构成,也可以是包括与阀芯31连结的电动马达及滚珠丝杠等的直线运动机构。而且,向驱动部32传送的指令电流越大,则旋转方向切换阀3越增大向旋转马达4的工作液的供给量及从旋转马达4的工作液的排出量。

[0031] 旋转操作装置5输出与操作杆51的倾斜角(旋转操作量)相应的旋转操作信号(右旋转操作信号或左旋转操作信号)。即,操作杆51的倾斜角越大则从旋转操作装置5输出的旋转操作信号越大。本实施形态中,旋转操作装置5是输出电信号作为旋转操作信号的电动操纵杆(joystick)。

[0032] 从旋转操作装置5输出的旋转操作信号(电信号)输入至控制装置6。例如,控制装置9具有ROM或RAM等存储器和CPU,容纳于ROM的程序由CPU执行。

[0033] 旋转操作信号越大,则控制装置6向旋转方向切换阀3的驱动部32传送越大的指令电流。由此,旋转操作装置5的操作杆51的倾斜角越大,则旋转方向切换阀3的阀芯31越大幅

地移动。

[0034] 进一步地,控制装置6也控制流量调节装置21。更详细地,控制装置6以旋转操作信号越大则越增加泵2的吐出流量(泵2的倾转角)的形式控制流量调节装置21。

[0035] 控制装置6与分别设置于给排管路41、42的压力传感器61、62电连接。但是,图1中为了图纸的简化,仅绘制了一部分的信号线。本实施形态中,左旋转时给排管路41为供给侧,右旋转时给排管路42为供给侧。因此,左旋转时,压力传感器61检测旋转马达4的流入压,压力传感器62检测旋转马达4的流出压。另一方面,右旋转时,压力传感器62检测旋转马达4的流入压,压力传感器61检测旋转马达4的流出压。

[0036] 本实施形态中,控制装置6进行用于缓和旋转加速时的冲击的加速冲击缓和控制和用于缓和旋转减速时的冲击的减速冲击缓和和控制这两者。以下分开说明这些内容。

[0037] (1) 加速冲击缓和和控制

首先,控制装置6判断从旋转操作装置5输出的旋转操作信号是否增加。如果旋转操作信号增加,则藉由控制装置6使旋转方向切换阀3的阀芯31的从中立位置的位移量变大,从而如图3的3D所示工程机械10的旋转速度逐渐上升。

[0038] 如图3的3A所示在旋转操作信号增加的情况下,控制装置6转为加速冲击缓和和控制。另,控制装置6在转为加速冲击缓和和控制之时,不仅可以以旋转操作信号增加作为条件,也可以以压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压为规定值以上作为条件。

[0039] 如果转为加速冲击缓和和控制,则控制装置6如图3的3B及3C所示,直至压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压到达第一阈值 α_1 为止不限制泵2的倾转角的变化率(单位:deg/s)。即,控制装置6以在与旋转操作信号的增加时间略等同的时间中使泵2的倾转角增加至目标倾转角的形式控制流量调节装置21。但,当旋转马达4的流入压超过第一阈值 α_1 时,控制装置6以使泵2的倾转角的变化率维持在限制值 θ_L 以下的形式控制流量调节装置21。本实施形态中,限制值 θ_L 是预先设定的一定值。另,当旋转马达4的流入压到达比第一阈值 α_1 大的第二阈值 α_2 时,解除如下维持:泵2的倾转角的变化率在限制值 θ_L 以下。

[0040] 关于旋转方向切换阀3,控制装置6以在与旋转操作信号的增加时间略等同的时间中使阀芯31移动至目标位置的形式向驱动部32传送指令电流。

[0041] 通过进行如此的加速冲击缓和和控制,若旋转加速时旋转马达4的流入压为第一阈值 α_1 以上,则相对于旋转操作信号,泵2的吐出流量的上升会延迟。因此,旋转马达4的流入压从第一阈值 α_1 到由安全阀44规定的第二上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀就能够缓和旋转加速时的冲击。

[0042] (2) 减速冲击缓和和控制

首先,控制装置6判断从旋转操作装置5输出的旋转操作信号是否减少。如果旋转操作信号减少,则藉由控制装置6使旋转方向切换阀3的阀芯31的从中立位置的位移量变小,从而如图4的4D所示工程机械10的旋转速度逐渐降低。

[0043] 如图4的4A所示在旋转操作信号减少的情况下,控制装置6转为减速冲击缓和和控制。另,控制装置6在转为减速冲击缓和和控制之时,不仅可以以旋转操作信号减少作为条件,也可以以压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流出压为规定值以上作为条件。

[0044] 如果转为减速冲击缓和和控制,控制装置6如图4的4B及4C所示,直至压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流出压到达第一阈值 β_1 为止不限制旋转方向切换阀3的阀芯31

的移动速度(单位:mm/s)。即,控制装置6以在与旋转操作信号的减少时间略等同的时间中使阀芯31移动至目标位置(在旋转操作信号为零的情况下为中立位置)的形式向旋转方向切换阀3的驱动部32传送指令电流。但,当旋转马达4的流出压超过第一阈值 $\beta 1$ 上升时,控制装置6以使阀芯31的移动速度维持在限制值VL以下的形式向驱动部32传送指令电流。本实施形态中,限制值VL是预先设定的一定值。另,当旋转马达4的流出压到达比第一阈值 $\beta 1$ 大的第二阈值 $\beta 2$ 时,解除阀芯31的移动速度的限制。即,解除阀芯31的移动速度维持在限制值VL以下的状态。

[0045] 如果旋转马达4的流出压的超过第一阈值 $\beta 1$ 的上升结束,控制装置6解除阀芯31的移动速度的限制。由此,如图4的4B所示,阀芯31再次以较快的速度向目标位置移动。

[0046] 关于流量调节装置21,控制装置6以在与旋转操作信号的减少时间略等同的时间中使泵2的倾转角减少至目标倾转角的形式控制流量调节装置21。

[0047] 通过进行如此的减速冲击缓和的控制,若旋转减速时旋转马达4的流出压为第一阈值 $\beta 1$ 以上,则相对于旋转操作信号,旋转方向切换阀3的关闭动作会延迟。因此,旋转马达4的流出压从第一阈值 $\beta 1$ 到由安全阀44规定的第二上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀就能够缓和旋转减速时的冲击。

[0048] 如以上说明,本实施形态中,无需使用带升压缓冲功能的安全阀,从而能够使用小尺寸低价的安全阀44。又,本实施形态中,可以通过电子控制的调节而自由地设定旋转加速时的旋转马达4的流入压及旋转减速时的旋转马达4的流出压的上升。因此,补偿每个机体的工作液温度的影响的校正(calibration)会变得容易,扩大了进行符合操作员(operator)喜好的调节等的旋转启动及旋转停止的操作性的调节幅度。

[0049] <变形例>

前述实施形态中,进行加速冲击缓和的控制和减速冲击缓和的控制这两者,但也可以仅进行其中任意一方。例如,在仅进行加速冲击缓和的控制的情况下,也可以是旋转方向切换阀3不包括驱动部32,旋转操作装置5是向旋转方向切换阀3输出先导压作为旋转操作信号的先导操作阀。此情况下,从旋转操作装置5输出的先导压由压力传感器检测并向控制装置6输入。

[0050] 又,在仅进行加速冲击缓和的控制的情况下,可以代替设于给排管路41、42的压力传感器61、62,采用设于供给管路11、检测泵2的吐出压的压力传感器。此情况下,当控制装置6在泵2的吐出压超过第一阈值 $\alpha 1$ 时,以使泵2的倾角的变化率限制在限制值 θL 以下的形式控制流量调节装置21。

[0051] 通过进行如此的加速冲击缓和的控制,若旋转加速时泵2的吐出压为第一阈值 $\alpha 1$ 以上,则相对于旋转操作信号,泵2的吐出流量的上升会延迟。因此,旋转马达4的流入压从第一阈值 $\alpha 1$ 到由安全阀44规定的第二上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀就能够缓和旋转加速时的冲击。

[0052] 另,在采用检测泵2的吐出压的压力传感器的情况下,控制装置在转为加速冲击缓和和控制之时,不仅可以以旋转操作信号增加作为条件,也可以以压力传感器检测出的泵2的吐出压为规定值以上作为条件。

[0053] 前述实施形态中,加速冲击缓和的控制中泵2的倾角的变化率的限制值 θL 为预先设定的一定值。但,控制装置6也可以基于压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入

压(在采用检测泵2的吐出压的压力传感器的情况下,泵的吐出压),通过前馈控制或反馈控制调节限制值 θ_L 。由该结构,能够更有效地缓和旋转加速时的冲击。

[0054] 例如,在调节限制值 θ_L 的情况下,可以对于限制值 θ_L 设定上限值及下限值,使限制值 θ_L 缓缓地在此之间变化。

[0055] 或者,控制装置6也可以基于压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压(在采用检测泵2的吐出压的压力传感器的情况下,泵的吐出压),计算出相对于泵2的倾转角的指令值的补正值,通过对指令值加、减或乘以补正值,将泵2的倾转角的指令值调节至所设定的限制值以下。

[0056] 另,前述实施形态中,减速冲击缓和控制中阀芯31的移动速度的限制值 V_L 为一定值。但,控制装置6也可以基于压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流出压,通过前馈控制或反馈控制调节限制值 V_L 。由该结构,能够更有效地缓和旋转减速时的冲击。

[0057] 例如,在调节限制值 V_L 的情况下,可以对于限制值 V_L 设定上限值及下限值,使限制值 V_L 缓缓地在此之间变化。或者,也可以对特定的限制值 V_L 加、减或乘以补正值。

[0058] (第二实施形态)

图5示出了本发明的第二实施形态的工程机械的油压系统1B。另,本实施形态中,与第一实施形态相同的结构要素标以相同的符号,省略重复的说明。

[0059] 本实施形态中,在止回阀12的上流侧从供给管路11分叉出卸荷管路14。卸荷管路14连接至储罐。卸荷管路14上设有卸荷阀15。

[0060] 卸荷阀15由电信号驱动。更详细地,卸荷阀15在中立状态为全开,传送至卸荷阀15的指令电流越大则越向全闭减小开度。

[0061] 卸荷阀15由控制装置6控制。控制装置6以从旋转操作装置5输出的操作信号越大则卸荷阀15的开度越小的形式控制卸荷阀15。

[0062] 进一步地,控制装置6进行与第一实施形态不同的加速冲击缓和控制。

[0063] 首先,控制装置6判断从旋转操作装置5输出的旋转操作信号是否增加。如果旋转操作信号增加,则藉由控制装置6使旋转方向切换阀3的阀芯31的从中立位置的位移量变大,从而如图6的6D所示工程机械10的旋转速度逐渐上升。

[0064] 如图6的6A所示在旋转操作信号增加的情况下,控制装置6转为加速冲击缓和控制。另,控制装置6在转为加速冲击缓和控制之时,不仅可以以旋转操作信号增加作为条件,也可以以压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压为规定值以上作为条件。

[0065] 如果转为加速冲击缓和控制,控制装置6如图6的6B及6C所示,直至压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压到达第一阈值 γ_1 为止不限制卸荷阀15的开度的变化率(单位:deg/s)。即,控制装置6以在与旋转操作信号的增加时间略等同的时间中使卸荷阀15的开度减少至目标开度的形式控制卸荷阀15。但,当旋转马达4的流入压超过第一阈值 γ_1 时,控制装置6以使卸荷阀15的开度的变化率维持在限制值 X_L 以下的形式控制卸荷阀15。本实施形态中,限制值 X_L 是预先设定的一定值。另,当旋转马达4的流入压到达比第一阈值 γ_1 大的第二阈值 γ_2 时,解除如下维持:卸荷阀15的开度的变化率在限制值 X_L 以下。

[0066] 关于流量调节装置21,控制装置6以在与旋转操作信号的增加时间略等同的时间中使泵2的倾转角增加至目标倾转角的形式控制流量调节装置21。关于旋转方向切换阀3,控制装置6以在与旋转操作信号的增加时间略等同的时间中使阀芯31移动至目标位置的形

式向驱动部32传送指令电流。

[0067] 通过进行如此的加速冲击缓和控制,若旋转加速时旋转马达4的流入压为第一阈值 γ_1 以上,则相对于旋转操作信号,卸荷阀15的关闭动作会延迟,向旋转马达4的工作液的供给量的上升会延迟。因此,旋转马达4的流入压从第一阈值 γ_1 到由安全阀44规定的第二上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀就能够缓和旋转加速时的冲击。

[0068] <变形例>

图5中,旋转方向切换阀3包括驱动部32,旋转操作装置5为电动操纵杆,但也可以是与第一实施形态的变形例相同,旋转方向切换阀3不包括驱动部32,旋转操作装置5是向旋转方向切换阀3输出先导压作为旋转操作信号的先导操作阀。

[0069] 又,可以代替设于给排管路41、42的压力传感器61、62,采用设于供给管路11、检测泵2的吐出压的压力传感器。此情况下,当控制装置6在泵2的吐出压超过第一阈值 γ_1 时,以使卸荷阀15的开度的变化率限制在限制值XL以下的形式控制卸荷阀15。

[0070] 通过进行如此的加速冲击缓和控制,若旋转加速时泵2的吐出压为第一阈值 γ_1 以上,则相对于旋转操作信号,卸荷阀15的关闭动作会延迟,向旋转马达4的工作液的供给量的上升会延迟。因此,旋转马达4的流入压从第一阈值 γ_1 到由安全阀44规定的第二上限压为止缓慢上升。由此,不使用带升压缓冲功能的安全阀就能够缓和旋转加速时的冲击。

[0071] 另,在采用检测泵2的吐出压的压力传感器的情况下,控制装置6在转为加速冲击缓和控制之时,不仅可以以旋转操作信号增加作为条件,也可以以压力传感器检测出的泵2的吐出压为规定值以上作为条件。

[0072] 前述实施形态中,加速冲击缓和控制中卸荷阀15的开度的变化率的限制值XL是预先设定的一定值。但,控制装置6也可以基于压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压(在采用检测泵2的吐出压的压力传感器的情况下,泵的吐出压),通过前馈控制或反馈控制调节限制值XL。由该结构,能够更有效地缓和旋转加速时的冲击。

[0073] 例如,在调节限制值XL的情况下,可以对于限制值XL设定上限值及下限值,使限制值XL缓缓地在此之间变化。

[0074] 或者,控制装置6也可以基于压力传感器(61或62)检测出的旋转马达4的流入压(在采用检测泵2的吐出压的压力传感器的情况下,泵的吐出压),计算出相对于卸荷阀15的开度的指令值的补正值,通过对指令值加、减或乘以补正值,将卸荷阀15的开度的指令值调节至所设定的限制值以下。

[0075] (其他实施形态)

本发明并非限定于上述实施形态,在不脱离本发明的主旨的范围内可以进行种种变形。

[0076] 符号说明

1A、1B 油压驱动系统

11 供给管路

14 卸荷管路

15 卸荷阀

2 泵

- 21 流量调节装置
- 3 旋转方向切换阀
- 31 阀芯
- 32 驱动部
- 4 旋转马达
- 5 旋转操作装置
- 51 操作杆
- 6 控制装置
- 61、62 压力传感器。

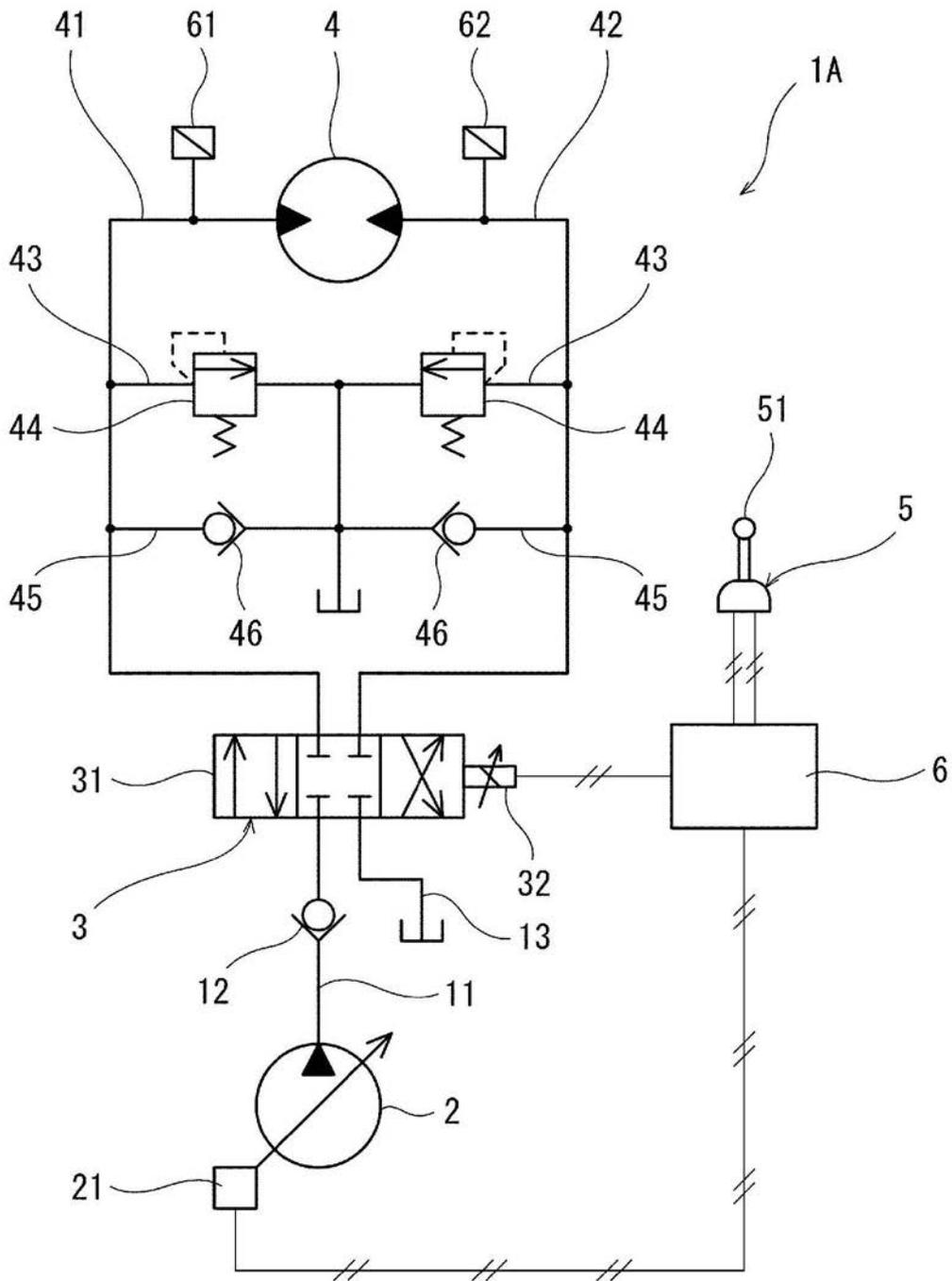


图 1

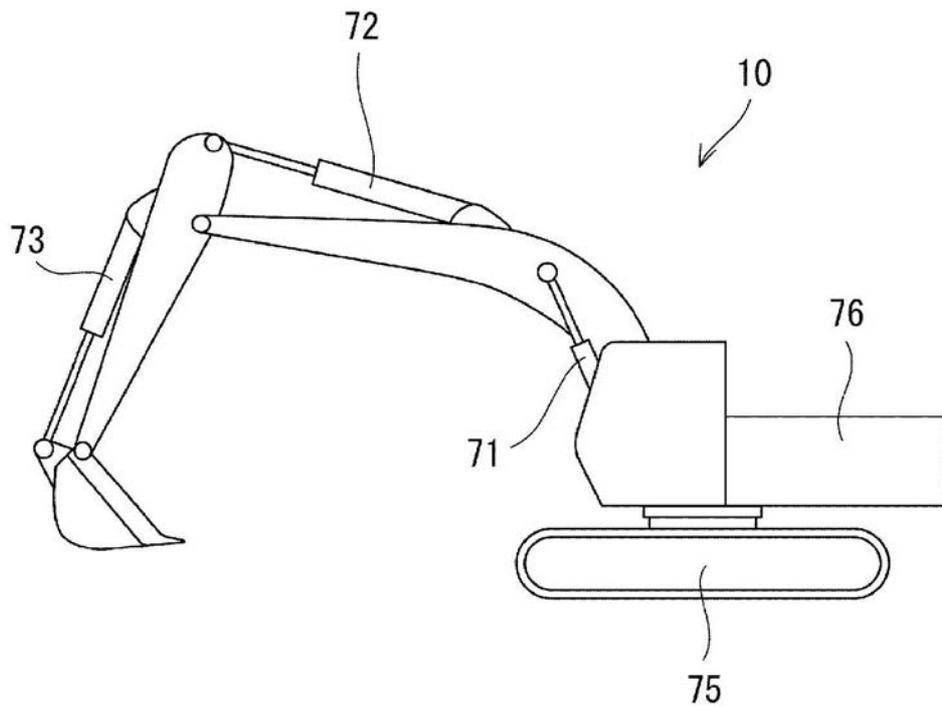


图 2

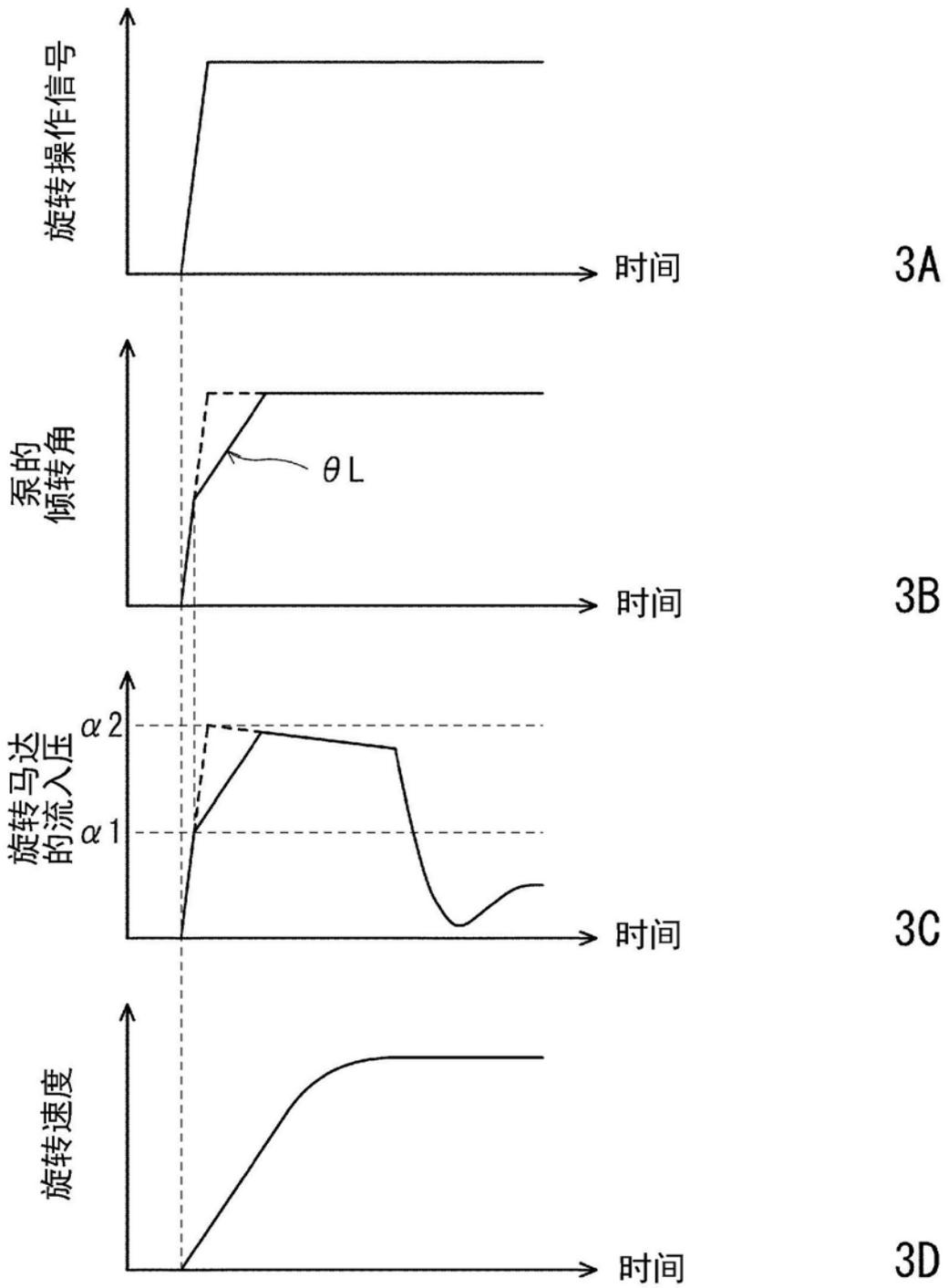


图 3

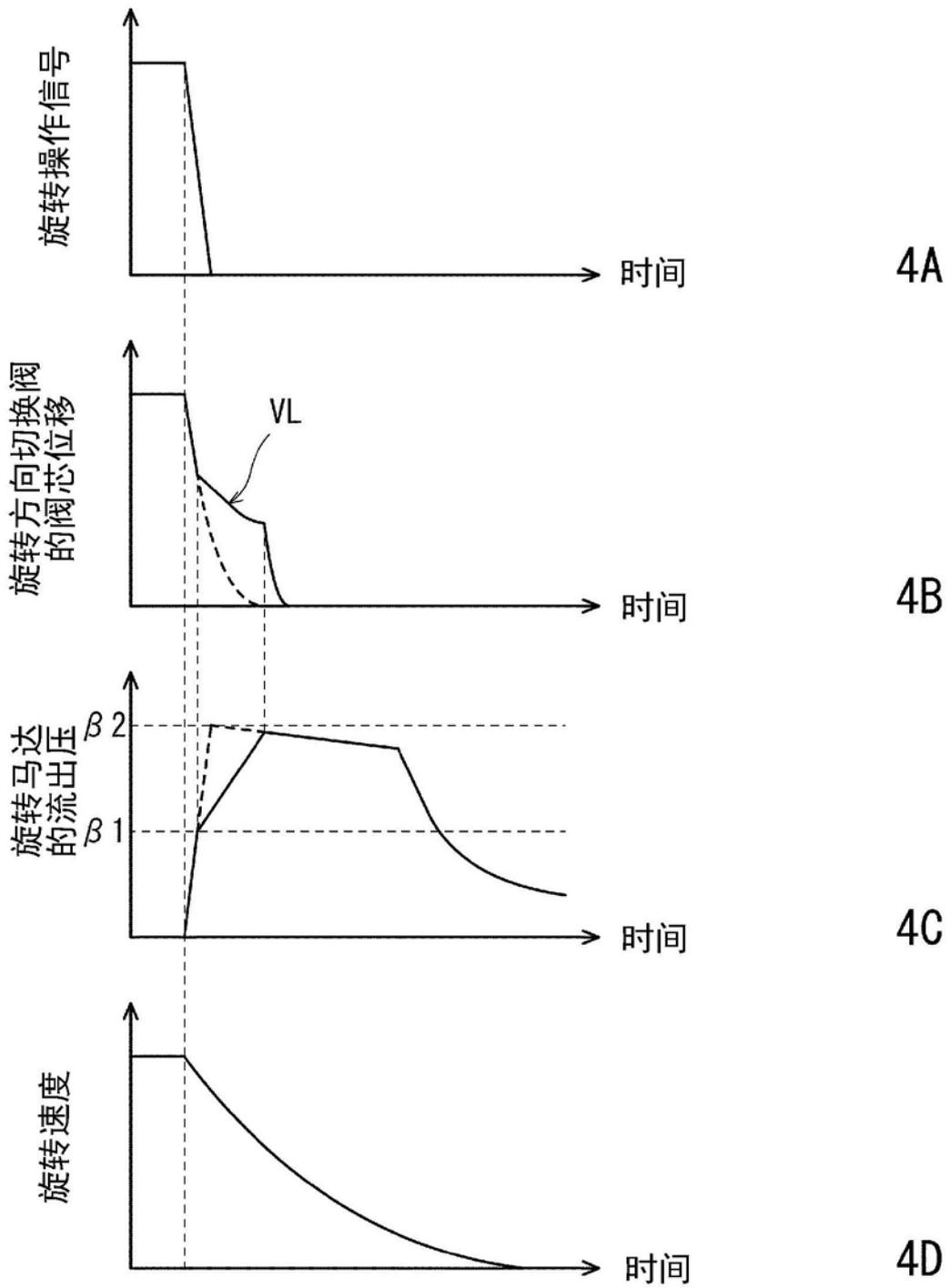


图 4

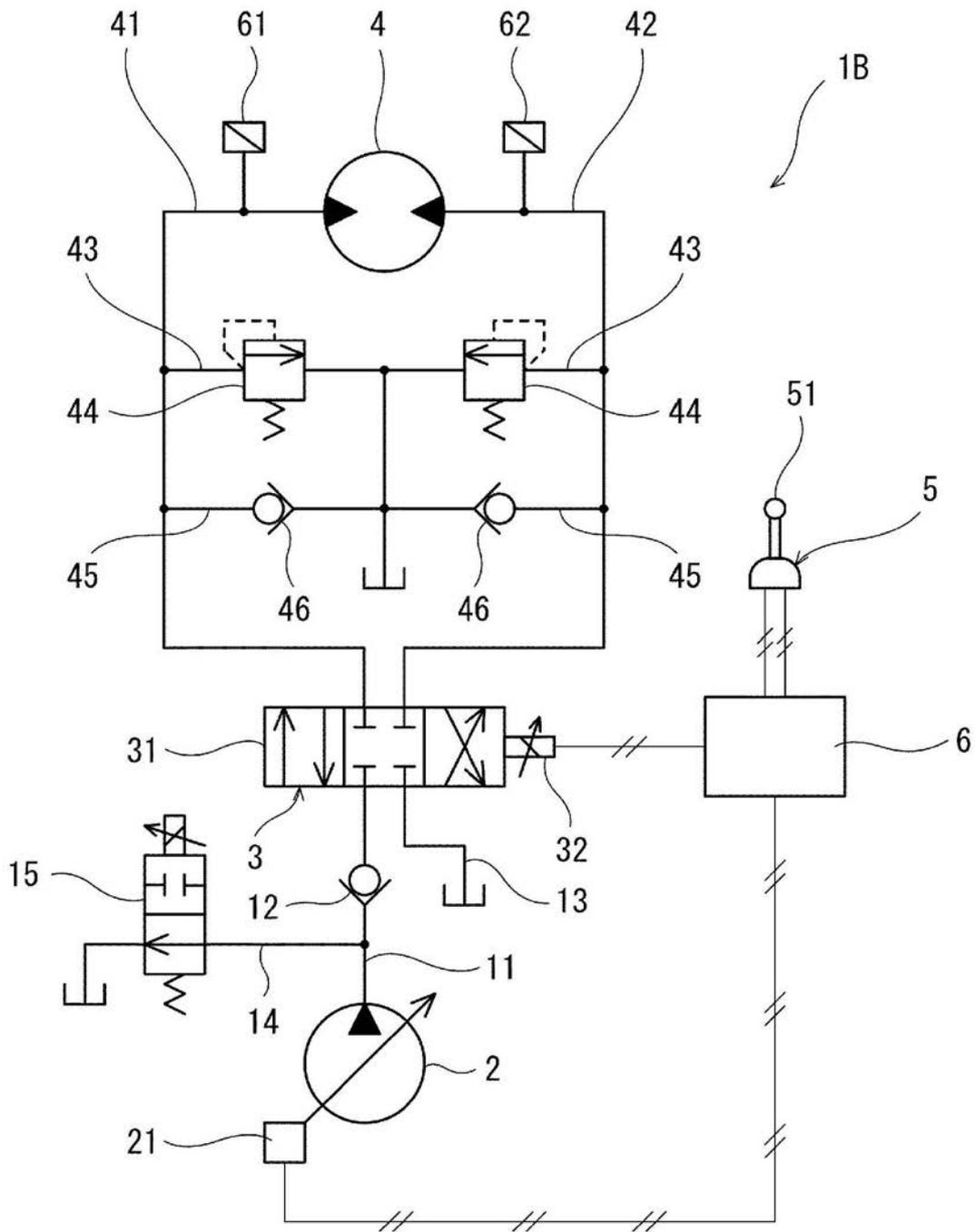


图 5

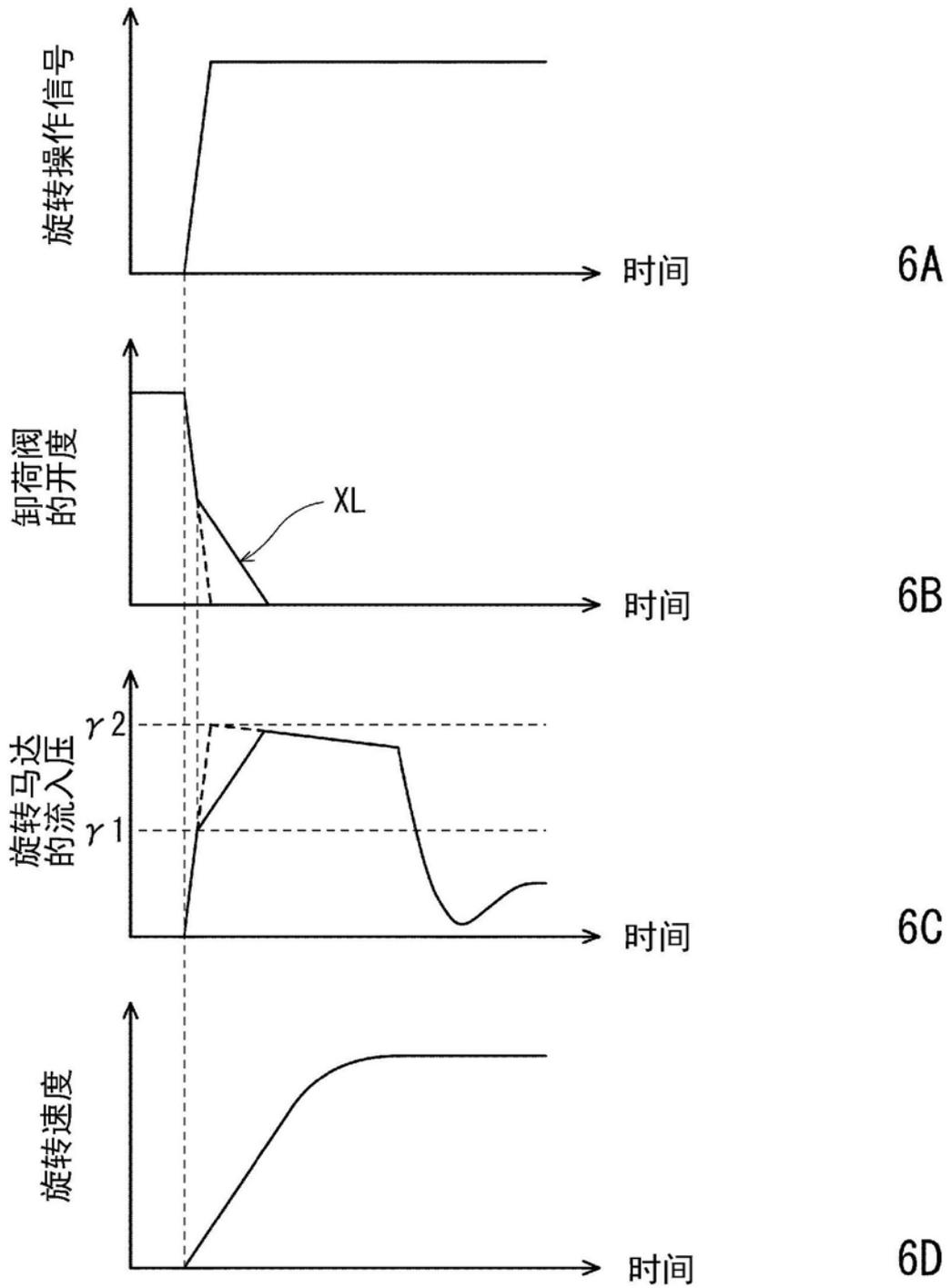


图 6