



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 104011419 B

(45) 授权公告日 2016. 08. 24

(21) 申请号 201380004459. 2

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2013. 03. 12

F16D 48/02(2006. 01)

(30) 优先权数据

2012-062588 2012. 03. 19 JP

(56) 对比文件

CN 1532438 A, 2004. 09. 29,

US 4660697 , 1987. 04. 28,

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2014. 06. 24

JP 平 4-171323 A, 1992. 06. 18,

JP 特开 2001-241545 A, 2001. 09. 07,

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/056725 2013. 03. 12

CN 1532438 A, 2004. 09. 29,

CN 101149108 A, 2008. 03. 26,

(87) PCT国际申请的公布数据

W02013/141069 JA 2013. 09. 26

审查员 纪海燕

(73) 专利权人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 藏田武嗣 青木昌平 东上圭司

田伏功

(74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司

11127

代理人 李辉 黄纶伟

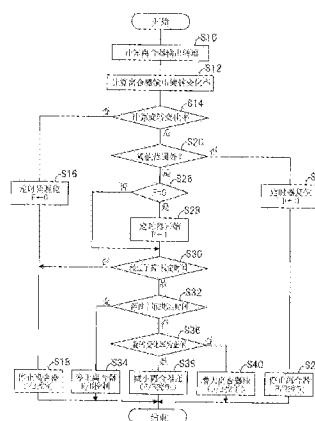
权利要求书2页 说明书11页 附图6页

(54) 发明名称

车辆的动力传递机构的控制装置

(57) 摘要

一种车辆的动力传递机构的控制装置,所述动力传递机构(自动变速器)至少具有与车辆中搭载的驱动源连接的输入轴和经由离合器(起步离合器)而与输入轴连接的输出轴,所述控制装置对离合器的接合力进行调整。该控制装置被构成为:计算离合器输出旋转变化率(S10, S12),在计算出的输出轴的旋转变化率为正值时,对调整后的离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在计算出的输出轴的旋转变化率为负值时,对离合器的接合力进行增大校正(S14~S40)。因此,能够抑制因离合器的输入和输出之间的旋转差而产生的振动。



1. 一种车辆的动力传递机构的控制装置,所述车辆具有:
被搭载于车辆的驱动源;
变速器,其至少具有与所述驱动源连接的输入轴和经由离合器与所述输入轴连接的输出轴;以及
离合器接合力调整单元,其对所述变速器的离合器的接合力进行调整,
所述车辆经由被所述离合器接合力调整单元调整了接合力的离合器,将从所述驱动源输出的驱动力传递到驱动轮而进行行驶,
所述车辆的动力传递机构的控制装置的特征在于,该控制装置具有:
离合器输出旋转变化率计算单元,其根据所述离合器的输出轴的转速的微分值计算所述离合器的输出旋转变化率;以及
离合器接合力校正单元,其在计算出的所述离合器的输出旋转变化率为正值时,对被所述离合器接合力调整单元调整后的离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在计算出的所述离合器的输出旋转变化率为负值时,对所述离合器的接合力进行增大校正。
2. 根据权利要求1所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
计算出的所述离合器的输出旋转变化率的绝对值越大,则所述离合器接合力校正单元将所述离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量设为越大。
3. 根据权利要求1或者2所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
所述离合器接合力校正单元在计算出的所述离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值后,停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正,直到经过了第1规定时间为止。
4. 根据权利要求3所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
所述离合器接合力校正单元通过向所述离合器提供的工作油对所述离合器的接合力进行校正,并且,在计算出的所述离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转正值之后,在经过了比所述第1规定时间长的第2规定时间后,所述离合器接合力校正单元停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正。
5. 根据权利要求1或者2所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
所述离合器接合力校正单元具有判定计算出的所述离合器的输出旋转变化率是否处于规定范围的旋转变化率范围判定单元,并且,在由所述旋转变化率范围判定单元判定为所述离合器的输出旋转变化率处于规定范围时,所述离合器接合力校正单元停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正。
6. 根据权利要求5所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
所述离合器接合力校正单元通过向所述离合器提供的工作油对所述离合器的接合力进行校正,并且,至少根据向所述离合器提供的工作油的温度对所述规定范围进行变更。
7. 根据权利要求1或者2所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
所述离合器接合力校正单元将计算出的所述离合器的输出旋转变化率乘以增益,来计算所述离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量。
8. 根据权利要求4所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,
所述第2规定时间是根据向所述离合器提供的工作油的油温而变更自如地设定的。
9. 根据权利要求6所述的车辆的动力传递机构的控制装置,其特征在于,

所述规定范围根据向所述离合器提供的工作油的温度和所述离合器的输出轴的转速而被变更。

10. 一种车辆的动力传递机构的控制方法,所述车辆具有:

被搭载于车辆的驱动源;

变速器,其至少具有与所述驱动源连接的输入轴和经由离合器与所述输入轴连接的输出轴;以及

离合器接合力调整单元,其对所述变速器的离合器的接合力进行调整,

所述车辆经由被所述离合器接合力调整单元调整了接合力的离合器,将从所述驱动源输出的驱动力传递到驱动轮而进行行驶,

所述控制方法的特征在于,

根据所述离合器的输出轴的转速的微分值计算所述离合器的输出旋转变化率,在计算出的所述离合器的输出旋转变化率为正值时,对被所述离合器接合力调整单元调整后的离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在计算出的所述离合器的输出旋转变化率为负值时,对所述离合器的接合力进行增大校正。

车辆的动力传递机构的控制装置

技术领域

[0001] 本发明涉及车辆的动力传递机构的控制装置,更具体而言,涉及对车辆的动力传递机构的离合器的振动(颤动)进行抑制的装置。

背景技术

[0002] 在具备拥有自动变速器的动力传递机构的车辆中,有时会因自动变速器的离合器的输入和输出之间的旋转差而产生振动(颤动),给乘员带来不舒服感,其中,所述自动变速器具有与车辆中搭载的驱动源连接的输入轴和经由油压离合器而与输入轴连接的输出轴。该振动随着离合器劣化的发展而变得显著。

[0003] 以往,由专利文献1所记载的技术提出了:在具有变矩器的动力传递机构中,在闭锁离合器的打滑量被控制为目标值时,当检测出闭锁离合器的振动时,对目标打滑量进行增大校正,抑制闭锁离合器的振动。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特许第3518648号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的问题

[0008] 在专利文献1所记载的技术的情况下,由于离合器是作为变矩器的闭锁离合器,虽然增大打滑量来抑制振动没有问题,但是,在离合器对和驱动源连接的输入轴与输出轴进行连接来用于驱动力传递的情况下,如果只是增大打滑量,会导致驱动力不足。

[0009] 本发明的目的在于解决上述问题,提供一种车辆的动力传递机构的控制装置,该控制装置在具备动力传递机构的车辆中,抑制因离合器的输入和输出之间的旋转差而产生的振动,其中,所述动力传递机构具有变速器,该变速器具有经由离合器而与输入轴连接的输出轴,所述输入轴与车辆搭载驱动源连接。

[0010] 用于解决问题的手段

[0011] 为了解决上述问题,第1方面是一种车辆的动力传递机构的控制装置,所述车辆具有:被搭载于车辆的驱动源;变速器,其至少具有与所述驱动源连接的输入轴和经由离合器与所述输入轴连接的输出轴;以及离合器接合力调整单元,其对所述变速器的离合器的接合力进行调整,所述车辆经由被所述离合器接合力调整单元调整了接合力的离合器,将从所述驱动源输出的驱动力传递到驱动轮而进行行驶,该控制装置的特征在于,构成为具有:离合器输出旋转变率计算单元,其根据所述离合器的输出轴的转速的微分值计算所述离合器的输出旋转变率;以及离合器接合力校正单元,其在所述计算出的离合器的输出旋转变率为正值时,对被所述离合器接合力调整单元调整后的离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在所述计算出的离合器的输出旋转变率为负值时,对所述离合器的接合力进行增大校正。

[0012] 第2方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:所述计算出的离合器的输出旋转变化率的绝对值越大,则所述离合器接合力校正单元将所述离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量设为越大。

[0013] 第3方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:所述离合器接合力校正单元在所述计算出的离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值后,停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正,直到经过了第1规定时间为止。

[0014] 第4方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:在所述离合器接合力校正单元通过向所述离合器提供的工作油对所述离合器的接合力进行校正,并且,在所述计算出的离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值之后,在经过了比所述第1规定时间长的第2规定时间后,所述离合器接合力校正单元停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正。

[0015] 第5方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:所述离合器接合力校正单元具有判定所述计算出的离合器的输出旋转变化率是否处于规定范围的旋转变化率范围判定单元,并且,在由所述旋转变化率范围判定单元判定为所述离合器的输出旋转变化率处于规定范围时,所述离合器接合力校正单元停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正。

[0016] 第6方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:所述离合器接合力校正单元通过向所述离合器提供的工作油对所述离合器的接合力进行校正,而且,至少根据向所述离合器提供的工作油的温度对所述规定范围进行变更。

[0017] 第7方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:所述离合器接合力校正单元将所述计算出的离合器的输出旋转变化率乘以增益,来计算所述离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量。

[0018] 发明效果

[0019] 在第1方面中,提供一种车辆的动力传递机构的控制装置,所述车辆具有:变速器,其至少具有与车辆中搭载的驱动源连接的输入轴和经由离合器而与输入轴连接的输出轴;以及,离合器接合力调整单元,其调整离合器的接合力,所述车辆经由调整了接合力的离合器将从驱动源输出的驱动力传递到驱动轮而进行行驶,所述车辆的动力传递机构的控制装置构成为:计算离合器的输出旋转变化率,在计算出的离合器的输出旋转变化率为正值时,对离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在计算出的离合器的输出旋转变化率为负值时,对离合器的接合力进行增大校正,因此,能够根据离合器输出旋转变化率来检测离合器的振动,并且,在离合器输出旋转变化率为正值,换言之,在离合器的旋转差减小时,对离合器接合力进行减小校正,另一方面,在离合器输出旋转变化率为负值,换言之,在离合器的旋转差增大时,对离合器接合力进行增大校正,由此,能够使离合器的旋转差保持为适当的值,从而能够有效地抑制离合器的振动。

[0020] 在第2方面的车辆的动力传递机构的控制装置中,构成为:计算出的离合器的输出旋转变化率的绝对值越大,则将离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量设为越大,因此,除了上述效果以外,还能够进一步使离合器的旋转差保持为适当的值。

[0021] 在第3方面的车辆的动力传递机构的控制装置中,构成为:在计算出的离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值后,停止离合器的接合力的减小校

正或者增大校正,直到经过了第1规定时间为止,因此,除了上述效果以外,还能够避免成为这样的结果:进行因噪声引起的不需要的校正。

[0022] 第4方面的车辆的动力传递机构的控制装置构成为:在计算出的离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值后,在经过了比第1规定时间长的第2规定时间后,停止离合器的接合力的减小校正或者增大校正,因此,除了上述效果以外,还能够避免这样的结果:因进行校正而使工作油的响应延迟,由此,反而使振动增大。

[0023] 在第5方面的车辆的动力传递机构的控制装置中,构成为:判定计算出的离合器的输出旋转变化率是否处于规定范围,并且,在判定为离合器的输出旋转变化率处于规定范围时,停止离合器的接合力的减小校正或者增大校正,因此,除了上述效果以外,还避免了不需要的校正,另一方面,能够可靠地进行必要的校正。即,通过根据是否是离合器容易产生振动的区域来设定规定范围,例如在容易产生振动的区域中,可以缩小规定范围,从而容易对规定级别以上的振动进行校正,另一方面,在难以产生振动的区域中,可以使规定范围扩大而使得难以进行校正,由此,能够避免不需要的校正,另一方面,能够可靠地进行必要的校正。

[0024] 在第6方面的车辆的动力传递机构的控制装置中,构成为:通过向离合器提供的工作油,对离合器的接合力进行校正,并且,至少根据向离合器提供的工作油的温度来变更规定范围,因此,除了上述效果以外,还能够更可靠地避免不需要的校正,另一方面,能够更可靠地进行必要的校正。

[0025] 在第7方面的车辆的动力传递机构的控制装置中,构成为:离合器接合力校正单元将计算出的离合器的输出旋转变化率乘以增益,来计算离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量,因此,除了上述效果以外,还能够适当地计算出校正量。

附图说明

[0026] 图1是概略地示出本发明的车辆的动力传递机构的控制装置的整体图。

[0027] 图2是示出图1所示的装置的动作的流程图。

[0028] 图3是示出从图1所示的装置的车速传感器输出的脉冲信号的说明图。

[0029] 图4同样是示出从图1所示的装置的车速传感器输出的脉冲信号的说明图。

[0030] 图5是示出在图2的流程图中计算出的离合器输出转速和离合器输出旋转变化率的说明图。

[0031] 图6是说明图2的流程图的处理的说明图。

[0032] 图7是示出针对在图2的流程图的处理中计算出的离合器输出旋转变化率的离合器校正指令压的特性的说明图。

[0033] 图8与图5相同,是示出在图2的流程图的处理中使用的第1规定时间、第2规定时间等的说明图。

具体实施方式

[0034] 以下,参照附图,对用于实施本发明的车辆的动力传递机构的控制装置的方式进行说明。

[0035] 实施例

[0036] 图1概略地示出该实施例的车辆的动力传递机构的控制装置的整体图。

[0037] 在图1中,标号1表示车辆,在车辆1中,搭载有动力传递机构2。动力传递机构2具有自动变速器,更具体而言,具有无级变速器CVT(以下,称作“CVT”)10等。CVT10对发动机(驱动源)12的输出进行变速,并经由差速器机构D传递到左右的驱动轮(前轮)WL、WR。发动机12例如由以汽油为燃料的火花点火式的4气缸的内燃机构成。

[0038] CVT10具有彼此平行地设置的输入轴14、输出轴16和中间轴18,并与差速器机构D一起,被收纳在CVT壳体10a内。输入轴14经由耦合机构CP与发动机12连接,更具体而言是与发动机12的输出轴(曲轴)12b连接。在输入轴14上,设置有CVT10的驱动带轮20。

[0039] 驱动带轮20由固定带轮半体20a和可动带轮半体20b构成,其中,固定带轮半体20a以不能相对旋转且不能沿轴向移动的方式设置于输入轴14上,可动带轮半体20b以不能相对旋转但能相对于固定带轮半体20a自如地沿轴向移动的方式设置于输入轴14上。在可动带轮半体20b的侧方,设置有驱动带轮宽度调整机构22,该驱动带轮宽度调整机构22根据被提供的油压(工作油的压力)来调整驱动带轮20的带轮宽度(换言之,调整侧压)。

[0040] 驱动带轮宽度调整机构22具有:缸壁22a,其被设置在可动带轮半体20b的侧方;缸室22b,其形成在缸壁22a与可动带轮半体20b之间;以及回位弹簧22c,其被设置在缸室22b内,始终朝使可动带轮半体20b靠近固定带轮半体20a的方向施力。

[0041] 在缸室22b内的油压上升时,可动带轮半体20b靠近固定带轮半体20a,驱动带轮20的带轮宽度变窄(增大侧压),在工作油的压力下降时,可动带轮半体20b远离固定带轮半体20a,带轮宽度变大(减小侧压)。

[0042] 在输出轴16上,设置有从动带轮24。从动带轮24由固定带轮半体24a和可动带轮半体24b构成,其中,固定带轮半体24a以不能相对旋转且不能沿轴向移动的方式设置在输出轴16上,可动带轮半体24b以不能相对旋转但能相对于固定带轮半体24a自如地沿轴向移动的方式设置在输出轴16上。在可动带轮半体24b的侧方设置有从动带轮宽度调整机构26,该从动带轮宽度调整机构26根据被提供的油压来调整从动带轮24的带轮宽度(侧压)。

[0043] 从动带轮宽度调整机构26具有:缸壁26a,其被设置在可动带轮半体24b的侧方;缸室26b,其形成在缸壁26a与可动带轮半体24b之间;回位弹簧26c,其被设置在缸室26b内,始终朝使可动带轮半体24b靠近固定带轮半体24a的方向施力。

[0044] 在缸室26b内的油压上升时,可动带轮半体24b靠近固定带轮半体24a,从动带轮24的带轮宽度变窄(增大侧压),在工作油的压力下降时,可动带轮半体24b远离固定带轮半体24a,带轮宽度变大(减小侧压)。

[0045] 在驱动带轮20与从动带轮24之间,卷绕有金属制的V字形状的传动带(动力传递要素)30。传动带30利用未图示的环状部件使多个要素连接,使在各要素上形成的V字面与驱动带轮20和从动带轮24的带轮面接触,在从两侧被紧压的状态下,将发动机12等的动力从驱动带轮20传递到从动带轮24。

[0046] 在输入轴14上设置有行星齿轮机构32。行星齿轮机构32具有:太阳齿轮34,其与输入轴14花键嵌合而与输入轴14一体地旋转;齿圈36,其与驱动带轮20的固定带轮半体20a形成一体;行星架40,其被设置为相对于输入轴14旋转自如;以及多个行星齿轮42,其旋转自如地支承于行星架40。

[0047] 在各行星齿轮42中,太阳齿轮34与齿圈36这双方始终啮合。在太阳齿轮34与齿圈

36之间,设置有FWD(前进)离合器44,在行星架40与壳体10a之间,设置有RVS(后退)刹车离合器46。

[0048] FWD离合器44在向缸室44a提供工作油时,使离合器活塞44b抵抗回位弹簧44c的弹力而在图1中向左方移动,来使太阳齿轮34侧的摩擦板与齿圈36侧的摩擦板接合,使太阳齿轮34与齿圈36结合,由此进行接合(挂档),使车辆1能够前进行驶。

[0049] RVS刹车离合器46向缸室46a提供工作油,使制动活塞46b抵抗回位弹簧46c的弹力而朝图1左方移动,由此,壳体10a侧的摩擦板与行星架40侧的摩擦板接合,壳体10a与行星架40结合,由此进行接合(挂档),使车辆1能够后退行驶。

[0050] 在输出轴16上,设置有中间轴驱动齿轮50及起步(启动)离合器(上述的“离合器”)52。起步离合器52向缸室52a提供工作油,使离合器活塞52b抵抗回位弹簧52c的弹力而移动,由此,使输出轴16侧的摩擦板与中间轴驱动齿轮50侧的摩擦板接合,使输出轴16与中间轴驱动齿轮50结合。

[0051] 在中间轴18上,设置有中间轴从动齿轮54和DF(差速器)驱动齿轮56。中间轴从动齿轮54和DF驱动齿轮56均被固定设置在中间轴18上,中间轴从动齿轮54与中间轴驱动齿轮50始终啮合。DF驱动齿轮56与被固定于壳体Dc的DF从动齿轮58始终啮合。

[0052] 在差速器机构D中,固定有左右的驱动轴60,并且,在其端部安装有左右的驱动轮WL、WR。DF从动齿轮58构成为与DF驱动齿轮56始终啮合,伴随中间轴18的旋转而使壳体Dc整体绕左右的驱动轴60旋转。

[0053] 控制向上述带轮的两缸室22b、26b提供的工作油的压力,当在对驱动带轮20的缸室22b与从动带轮24的缸室26b赋予了使传动带30不产生打滑的侧压的状态下、向输入轴14输入发动机12的旋转时,该旋转按照输入轴14→驱动带轮20→传动带30→从动带轮24→输出轴16的顺序被传递。

[0054] 此时,通过增减驱动带轮20与从动带轮24的两带轮的侧压,来改变带轮宽度,改变对传动带30的两带轮20、24的卷绕半径,由此,能够以无极的方式得到与卷绕半径之比(带轮比)相应的期望的变速比。

[0055] 动力传递机构2由上述CVT10、FWD离合器44、RVS刹车离合器46和起步离合器52构成, CVT10的驱动带轮20、从动带轮24的带轮宽度和FWD离合器44、RVS刹车离合器46以及起步离合器52的接合/非接合,是通过经由油压控制装置62控制被提供到它们的缸室22b、26b、44a、46a、52a的工作油的压力(油压)来进行的。

[0056] 油压控制装置62具有:油压泵62c,其被发动机12驱动,从储液器62a吸取工作油并排出到油路62b;以及一组电磁控制阀62d,它们被配置在油路62b中,切换工作油的流动和压力。

[0057] 一组电磁控制阀62d包含:分别对提供到驱动带轮宽度调整机构22和从动带轮宽度调整机构26的缸室22b、26b的油压进行控制(常开型)的线性电磁阀;对提供到FWD离合器44和RVS刹车离合器46的缸室44a、46a的油压进行控制的换档电磁阀;以及对提供到起步离合器52的缸室52a的油压进行控制的线性电磁阀。

[0058] 配置在发动机12的进气系统中的节气门(未图示)与配置于车辆驾驶席地板面的油门踏板没有机械连接,而与DBW(Drive By Wire:线控)机构64连接,通过其致动器(步进电机)64a进行开闭。

[0059] 在发动机12中,受节气门调节的进气流过进气歧管(未图示),在各气缸的进气端口附近,与从喷射器66喷射的燃料混合而形成混合气,在进气阀打开时,流入燃烧室(未图示)。在燃烧室中,混合气被点火燃烧,驱动活塞,使输出轴12b旋转,然后成为废气而被排出到发动机12的外部。

[0060] 在发动机12的凸轮轴(未图示)附近,设置有曲柄角传感器68,按活塞的规定曲柄角度位置来输出表示发动机转速NE的信号。在进气系统中,在节气门的下游,设置有绝对压传感器70,其输出与进气管内压力(发动机负荷)PBA成比例的信号。

[0061] 在发动机12的冷却水通道(未图示)的附近,设置有水温传感器72,产生与冷却水温TW相应的输出,并且,在节气门的上游的适当位置,设置有进气温传感器74,产生与进气温TA相应的输出。在DBW机构64的步进电机64a的附近,设置有节气门开度传感器76,输出与节气门开度TH成比例的信号。

[0062] 在油压控制装置62中,在储液器62a的内部等设置有油温传感器78,产生表示向CVT10提供的工作油(ATF)的温度的输出。

[0063] 在CVT10中,在驱动带轮20的附近,设置有NDR传感器80,输出与驱动带轮20的转速(CVT的输入转速NDR)相应的脉冲信号,并且,在从动带轮24的附近,设置有NDN传感器82,输出表示从动带轮24的转速(CVT的输出转速NDN)的脉冲信号。

[0064] 在驱动轴60的附近,设置有车速传感器84,根据驱动轴60的转速,输出表示车速(车辆1的行驶速度)V或中间轴18的转速(换言之起步离合器52的输出转速)的脉冲信号。

[0065] NDR传感器80、NDN传感器82和车速传感器84由磁拾取器等磁电转换元件构成,根据驱动/从动带轮20、24与由绕中间轴18的轴配置的多个突起形成的磁场之间的切割,每次旋转则输出多个脉冲信号。

[0066] 此外,在车辆驾驶席的油门踏板附近,设置有油门开度传感器86,输出表示与驾驶者的油门踏板操作量相应的油门开度AP的信号。

[0067] 上述曲柄角传感器68等的输出被输送到ECU(Electronic Control Unit:电子控制单元)90。ECU90具有微型计算机90a,上述传感器输出被输入到该微型计算机90a中。在ECU90中,微型计算机90a根据传感器输出,控制发动机12的动作,并且,通过调整由工作油的供给/排出产生的接合力,控制CVT10、FWD离合器44、RVS刹车离合器46和起步离合器52的动作。

[0068] 这样,在该实施例中,构成为具有:车辆1中搭载的发动机(驱动源)12;具有CVT10的动力传递机构2,该CVT10至少具有与发动机12连接的输入轴14和经由起步离合器(离合器)52与输入轴14连接的输出轴16;以及ECU(离合器接合力调整单元)90,其通过向CVT10的起步离合器52提供的工作油,调整CVT10的起步离合器52的接合力,并经由通过ECU90对接合力进行调整的起步离合器(以下,简单称作“离合器”)52,将从发动机12输出的驱动力传递到驱动轮WL、WR,来进行行驶。

[0069] 图2是示出上述装置的动作,更具体而言是示出ECU90的动作的流程图。

[0070] 在以下说明中,在S10中,计算离合器输出转速(离合器52的输出转速,更正确地讲,为中间轴18的转速)。另外,“S”表示图2的流程图的处理步骤。离合器输出转速的计算是通过计测从车速传感器84输出的脉冲信号的时间间隔来进行的。

[0071] 图3是示出从车速传感器84输出的脉冲信号的说明图。在这种计测中,在现有的计

测方法中,使用了脉冲序列的上升沿的时间间隔,但是在该实施例中,除此以外,还使用下降沿的时间间隔来计算离合器输出转速。

[0072] 另外,如图4所示,除了图3所示的结构以外,也可以使用脉冲序列的上升沿的时间间隔以及上升沿与下降沿的时间间隔来计算离合器输出转速。

[0073] 在图2的流程图中,接着进入S12,计算离合器输出旋转变化率(离合器52的输出旋转变化率)。离合器输出旋转变化率是通过求出在S10中计算出的离合器输出转速的微分值来计算的。

[0074] 图5示出了离合器输出转速与离合器输出旋转变化率。另外,由于在中间轴18的转速(车速V)极低时,会混入噪声而使检测精度下降,因此,在S12的处理中,将中间轴18的转速与规定值进行比较,在小于规定值时,停止离合器输出旋转变化率的计算。

[0075] 返回到图2的流程图的说明,接下来进入S14,判断是否已计算出离合器输出旋转变化率,换言之,判断中间轴18的转速是否为规定值以上,在为否定时,进入S16,将定时器(定时计数器,后面将描述)的值复位为0,将标志位F的比特位复位为0。

[0076] 接下来,进入S18,停止离合器F/B控制。“离合器F/B控制”是指如下处理:“在计算出的离合器输出旋转变化率为正值时,对离合器的接合力(离合器压)进行减小校正,另一方面,在为负值时,对离合器的接合力进行增大校正”。

[0077] 具体而言,如图5所示,该处理是以如下方式进行的:根据离合器输出旋转变化率的正负,将旋转变化率乘以增益(比例增益)后的值作为离合器校正指令压(减小校正量或者增大校正的量)。

[0078] 图6是说明该实施例的装置的动作的时序图。

[0079] 在继续进行图2的流程图的说明之前,参照图6,概要地说明该实施例的装置的动作,如最初叙述的那样,有时会因离合器52的输入和输出之间的旋转差产生振动(颤动),给乘员带来不舒服感。该振动随着离合器52的劣化的发展而变得明显。另外,在该实施例中,根据离合器52的输出转速来表示离合器52的输入和输出之间的旋转差。

[0080] 如图所示,离合器52的振动随着配置有车速传感器84的驱动轴60的扭曲而增大,并受到离合器52的摩擦系数(摩擦板的摩擦系数) μ 的影响,该振动在离合器52的输入和输出之间的旋转差增大、摩擦系数 μ 减小的状态下产生。

[0081] 因此,在该实施例中,构成为:根据离合器输出转速求出离合器输出旋转变化率,在计算出的离合器输出旋转变化率为正值时,离合器52的输入和输出之间的旋转差减小,摩擦系数 μ 增大,因此,计算离合器校正指令压,以对离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在计算出的离合器输出旋转变化率为负值时,离合器52的输入和输出之间的旋转差增大,摩擦系数 μ 减小,因此,计算离合器校正指令压,以对离合器的接合力进行增大校正。

[0082] 图7是示出针对离合器输出旋转变化率的离合器校正指令压的特性的说明图。

[0083] 如图所示,无论是在减小校正的情况下还是在增大校正的情况下,离合器输出旋转变化率越大,则离合器校正指令压被计算为越大。即,离合器校正指令压被计算为:离合器输出旋转变化率的绝对值越大,则减小校正或者增大校正的量越大。

[0084] 此外,如参照图5说明的那样,离合器校正指令压是将离合器输出旋转变化率乘以增益而计算出的,该增益也根据变化率的正负进行切换。

[0085] 另一方面,返回到图2的流程图的说明,在S14中判断为肯定,即判断为已计算出离

离合器输出旋转变化率时,进入S20,判断离合器输出旋转变化率是否处于阈值的范围(规定范围)外。

[0086] 图8示出了阈值的范围。如图所示,阈值被设定为以离合器输出旋转变化率的零为中心的、正负(上下)的微小的值th1、th2,阈值的范围表示由这些上下的值th1、th2划定的范围。

[0087] 在图2的流程图中,当在S20中判断为否定、即判断为离合器输出旋转变化率不处于阈值范围(规定范围)外、换言之,处于阈值范围内时,进入S22,将定时器的值复位为0,并将标志位F的比特位复位为0,接下来,进入S24,停止离合器F/B控制。

[0088] 另一方面,当在S20判断为肯定、即判断为离合器输出旋转变化率为阈值的范围(规定范围)外时,进入S26以后的处理,如果条件成立,则执行离合器F/B控制。

[0089] 在S20中这样进行判断是为了避免不需要的校正,而可靠地进行必要的校正。即,离合器52的振动根据向离合器52提供的工作油ATF的温度(油温)TATF而不同,且也取决于输出轴16的转速(车速V)。

[0090] 因此,阈值的范围根据油温和车速、至少根据油温而进行如下变更:在容易产生振动的区域中,将阈值的范围设定得较小(即,容易执行离合器F/B控制),另一方面,在难以产生振动的区域中,将阈值的范围设定得较大(即,容易停止离合器F/B控制,换言之,避免执行不需要的控制)。

[0091] 换言之,通过根据是否处于离合器52容易产生振动的区域来设定阈值的范围,由此,能够在容易产生振动的区域中,使范围缩小而容易对规定级别以上的振动进行校正,另一方面,在难以产生振动的区域中,使范围放大,而使得难以进行校正,由此,能够避免不需要的校正,另一方面,能够可靠地进行必要的校正。

[0092] 此外,阈值的范围构成为根据油温和车速、至少根据向离合器52提供的工作油的温度来进行变更,因此,能够更可靠地避免不需要的校正,另一方面,能够更可靠地进行必要的校正。

[0093] 返回到图2的流程图的说明,在S20中为肯定时,进入S26,判断所述的标志位F的比特位是否被复位为0,在为肯定时,进入S28,启动所述的定时器,开始时间计测,另一方面,在S26中为否定时,跳过S28。

[0094] 接下来,进入S30,判断是否经过了第1规定时间,即,判断在判断为离合器输出旋转变化率处于阈值的范围外后是否经过了第1规定时间。图8示出了第1规定时间。

[0095] 在S30中为否定的时,进入S18,另一方面,在为肯定时,进入S32,判断是否经过了第2规定时间,即,判断在判断为离合器输出旋转变化率处于阈值的范围外后,是否经过了第2规定时间。图8示出第2规定时间。第2规定时间被设定为比第1规定时间长(大)的值。

[0096] 在S32中为肯定、即在判断为离合器输出旋转变化率处于阈值的范围外后经过了第2规定时间时,进入S34,停止离合器F/B控制,另一方面,在为否定时,进入S36,判断离合器输出旋转变化率是否为正值。

[0097] 在S36为肯定即判断为离合器输出旋转变化率为正值时,进入S38,执行对由ECU90调整后的离合器压(向离合器52提供的油压)进行减小校正的F/B控制,另一方面,在S36中为否定、即判断为离合器输出旋转变化率为负值时,进入S40,执行对由ECU90调整后的离合器压进行增大校正的F/B控制。

[0098] 如上所述,在离合器F/B控制中,输出将离合器输出旋转变化率乘以增益而得到的离合器校正指令压,使得离合器输出旋转变化率的正负和相位反转。

[0099] 参照图8对上述内容进行说明。

[0100] 如图所示,离合器输出旋转变化率反复地从正值反转为负值或者从负值反转为正值,而判断为阈值的范围外意味着离合器输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值而超过上下的值th1、th2中的任意一个。

[0101] 此处,离合器输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值而超过上下的值th1、th2中的任意一个后,停止离合器F/B控制,直到经过了第1规定时间为止,这是为了避免成为这样的结果:进行因噪声引起的不需要的校正。

[0102] 即,只有在离合器输出旋转变化率在正值与负值之间频繁地反复进行反转后离合器输出旋转变化率连续超过阈值的范围的情况下,才执行离合器F/B控制,由此避免成为这样的结果:进行因噪声引起的不需要的校正。

[0103] 此外,在离合器输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转为正值且超过上下的值th1、th2中的任意一个后,在经过了比第1规定时间长的第2规定时间后,停止离合器F/B控制,这是为了避免成为这样的结果:因进行离合器F/B控制而使工作油的响应延迟,由此,反而使振动增大。

[0104] 因此,第2规定时间是将工作油的响应延迟考虑在内的值,因此,第2规定时间 被设定为必然比噪声去除用的第1规定时间长的值,并被设定为可根据油温等工作油的响应性来自由变更。

[0105] 另外,在该实施例中,用根据车速传感器84的输出检测出的离合器52的输出转速来表示离合器52的输入和输出之间的旋转差,除此以外,也可以使用根据NDN传感器82的输出检测出的离合器52的输入转速,直接计算离合器52的输入和输出之间的旋转差。

[0106] 如上所述,该实施例构成为:提供一种车辆的动力传递机构的控制装置,所述车辆具有:驱动源(发动机)12,其被搭载在车辆1中;变速器(CVT10),其至少具有与所述驱动源连接的输入轴14和经由离合器(起步离合器)52而与所述输入轴连接的输出轴16;离合器接合力调整单元(ECU90),其对所述变速器的离合器的接合力进行调整,所述车辆经由被所述离合器接合力调整单元调整了接合力的离合器52,将从所述驱动源输出的驱动力传递到驱动轮WL、WR,来进行行驶,所述车辆的动力传递机构的控制装置具有:离合器输出旋转变化率计算单元(ECU90、S10、S12),其根据所述离合器的输出轴的转速的微分值计算所述离合器的输出旋转变化率;以及离合器接合力校正单元(ECU90, S14~S40),其在所述计算出的离合器的输出旋转变化率为正值时,对由所述离合器接合力调整单元调整后的离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在所述计算出的离合器的输出旋转变化率为负值时,对所述离合器的接合力进行增大校正,因此,该控制装置能够根据离合器输出旋转变化率来检测离合器的振动,并且,在相当于离合器输出旋转变化率的输出旋转变化率为正值、换言之,在离合器52的旋转差减小时,对离合器接合力进行减小校正,另一方面,在输出旋转变化率负值,换言之,在离合器52的旋转差增大时,对离合器接合力进行增大校正,由此,能够使离合器52的旋转差保持为适当的值,从而能够有效地抑制离合器52的振动。另外,只要是该结构,则离合器52不限于油压式。

[0107] 而且构成为:所述计算出的离合器的输出旋转变化率的绝对值越大,则所述离合

器接合力校正单元将所述离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量设为越大(ECU90, S36~S40),因此,除了上述效果以外,能够进一步使离合器52的旋转差保持为适当的值。

[0108] 而且构成为:所述离合器接合力校正单元在所述计算出的离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转正值后,停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正,直到经过了第1规定时间为止(ECU90, S20, S26~S30, S18),因此,除了上述效果以外,能够避免成为这样的结果:进行因噪声引起的不需要的校正。

[0109] 而且构成为:在所述离合器接合力校正单元通过向所述离合器提供的工作油对所述离合器的接合力进行校正、且所述计算出的离合器的输出旋转变化率从正值反转为负值或者从负值反转正值后,在经过了比所述第1规定时间长的第2规定时间后,停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正(ECU90, S20, S26~S34),因此,除了上述效果以外,还能够避免成为这样的结果:因进行校正而使工作油的响应延迟,由此,反而使离合器52的振动增大。

[0110] 而且构成为:所述离合器接合力校正单元具有旋转变化率范围判定单元(ECU90, S20),旋转变化率范围判定单元判定所述计算出的离合器的输出旋转变化率是否处于规定范围(阈值的范围),并且,在由所述旋转变化率范围判定单元判定为所述旋转变化率处于规定范围时,停止所述离合器的接合力的减小校正或增大校正(ECU90, S22~S24),因此,除了上述效果以外,还能够避免不需要的校正,另一方面,能够可靠地进行必要的校正。即,通过根据是否是离合器52容易产生振动的区域来设定规定范围,由此,例如在容易产生振动的区域中,可以使规定范围缩小,从而容易对规定级别以上的振动进行校正,另一方面,在难以产生振动的区域中,可以使规定范围放大而难以进行校正,由此,能够避免不需要的校正,另一方面,能够可靠地进行必要的校正。

[0111] 而且构成为:所述离合器接合力校正单元通过向所述离合器提供的工作油对所述离合器的接合力进行校正,而且,至少根据向所述离合器52提供的工作油的温度对所述规定范围进行变更,因此,除了上述效果以外,还能够更可靠地避免不需要的校正,另一方面,能够更可靠地进行必要的校正。

[0112] 而且构成为:所述离合器接合力校正单元将所述计算出的离合器的输出旋转变化率乘以增益,来计算所述离合器的接合力的减小校正或者增大校正的量(离合器校正指令压),因此,除了上述效果以外,还能够适当地计算出校正量。

[0113] 另外,在上述说明中,作为离合器,公开了起步离合器,但本发明不限于此,只要是使和车辆中搭载的驱动源连接的输入轴与输出轴连接的离合器即可,也可以是FWD离合器44或RVS刹车离合器46,此外,也可以是作为变矩器的闭锁离合器等。

[0114] 此外,在上述说明中,作为驱动源,公开了发动机,但本发明不限于此,也可以是电动机或者电动机与发动机的混合动力装置。

[0115] 此外,在上述说明中,作为动力传递机构,示出了具备具有变速功能的自动变速器(CVT)的机构,但本发明不限于此,只要是具有与车辆中搭载的驱动源连接的输入轴和经由离合器而与输入轴连接的输出轴的机构即可,也可以不具有变速功能。

[0116] 产业上的可利用性

[0117] 根据本发明,提供一种车辆的动力传递机构的控制装置,所述车辆具有变速器,所述变速器至少具有与车辆中搭载的驱动源连接的输入轴和经由离合器(起步离合器)而与

输入轴连接的输出轴,所述控制装置对动力传递机构的离合器的接合力进行调整。所述控制装置构成为:计算离合器输出旋转变化率,在计算出的输出旋转变化率为正值时,对调整后的离合器的接合力进行减小校正,另一方面,在计算出的输出旋转变化率为负值时,对离合器的接合力进行增大校正。因此,能够抑制因离合器的输入和输出之间的旋转差而产生的振动。

[0118] 标号说明

[0119] 1车辆,2动力传递机构,10CVT(无级变速器),12发动机(驱动源),14输入轴,16输出轴,18中间轴,20驱动带轮,22驱动带轮宽度调整机构,24从动带轮,26从动带轮宽度调整机构,30传动带(动力传递要素),44FWD离合器,46RVS刹车离合器,52起步离合器,52a缸室,60驱动轴,62油压控制装置,62d电磁控制阀,64DBW机构,68曲柄角传感器,70绝对压传感器,72水温传感器,74进气温传感器,76节气门开度传感器,78油温传感器,80NDR传感器,82NDN传感器,84车速传感器,86油门开度传感器,90ECU(电子控制单元),WL、WR驱动轮。

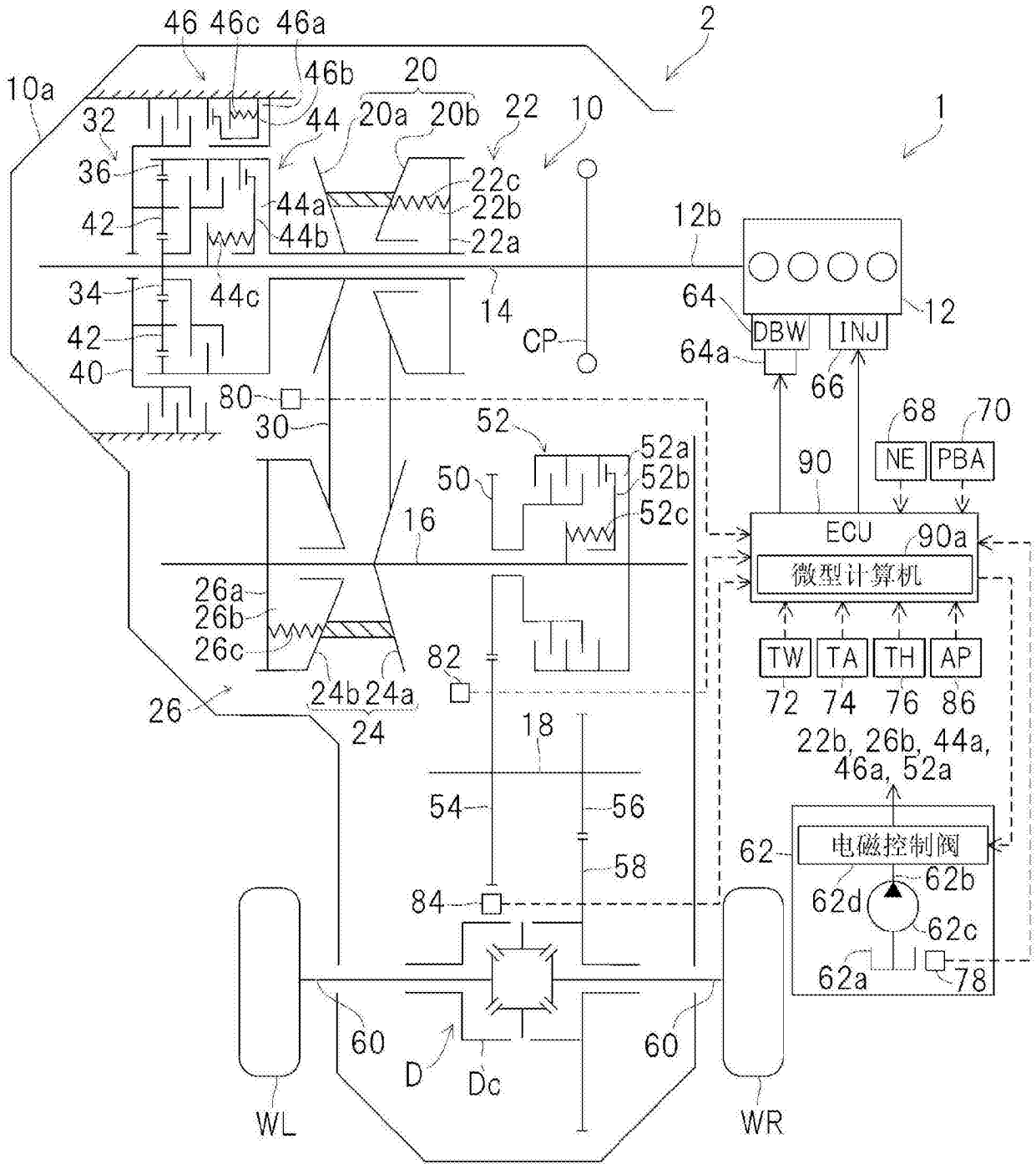


图1

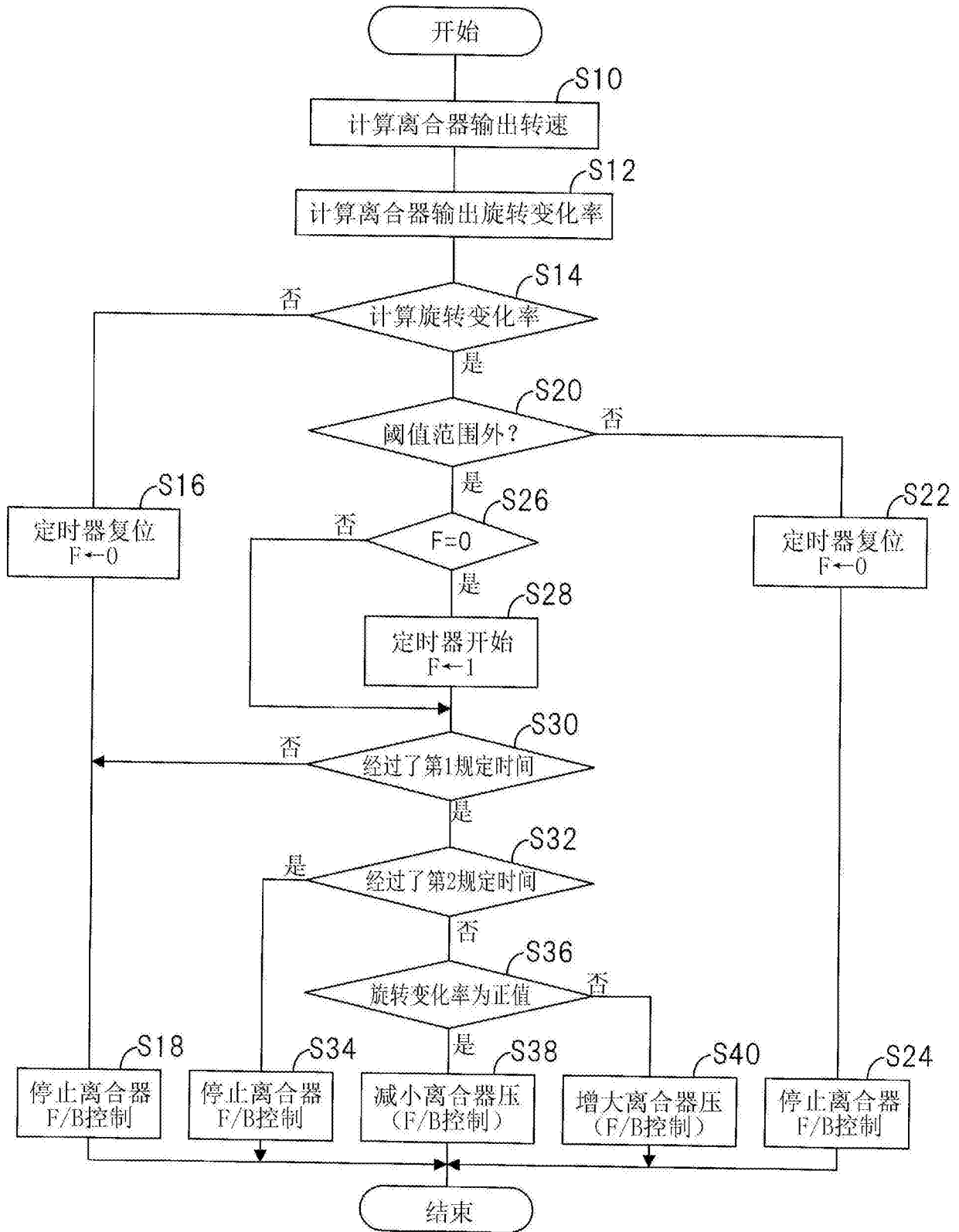


图2

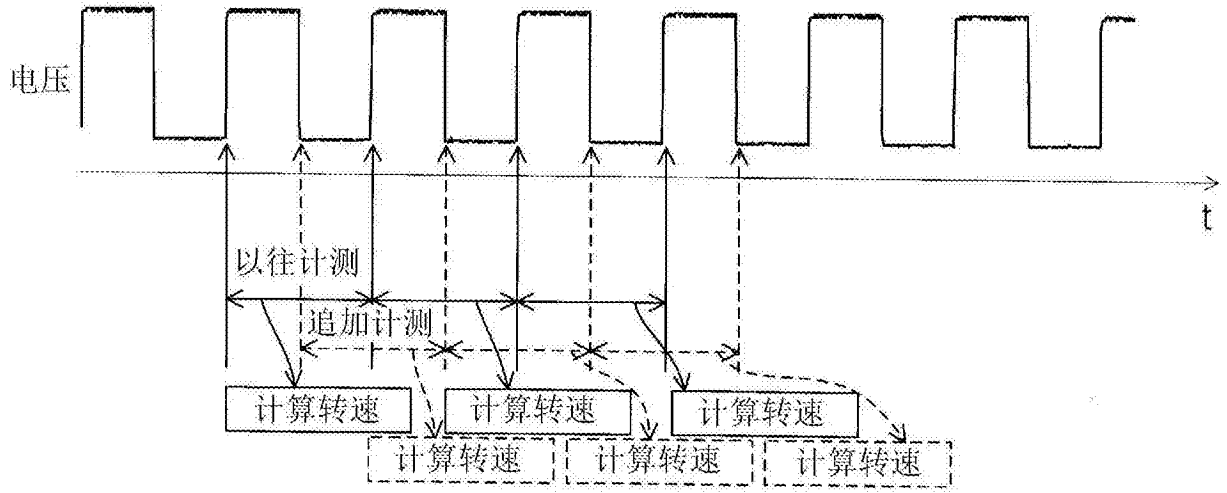


图3

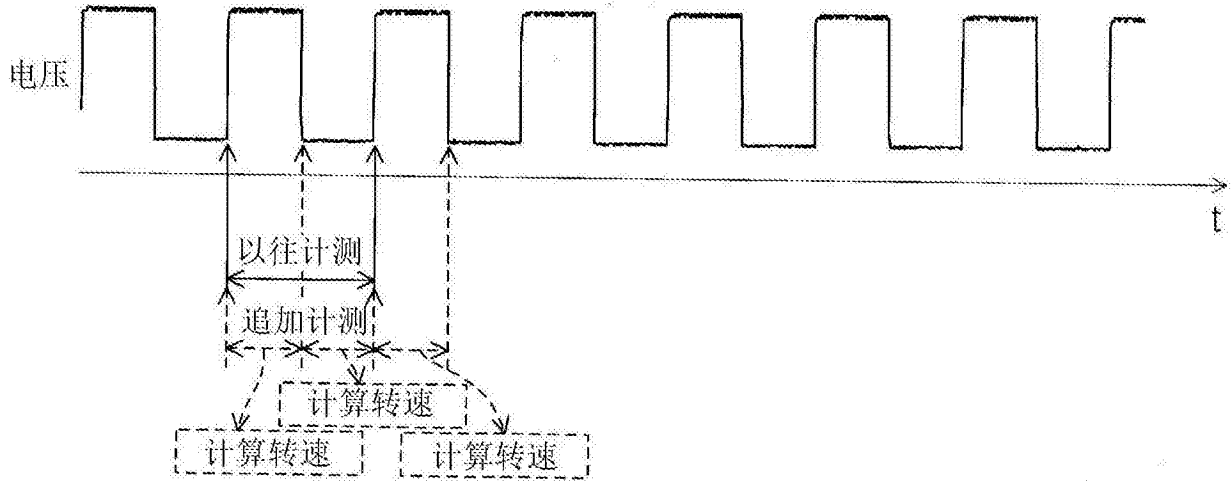


图4

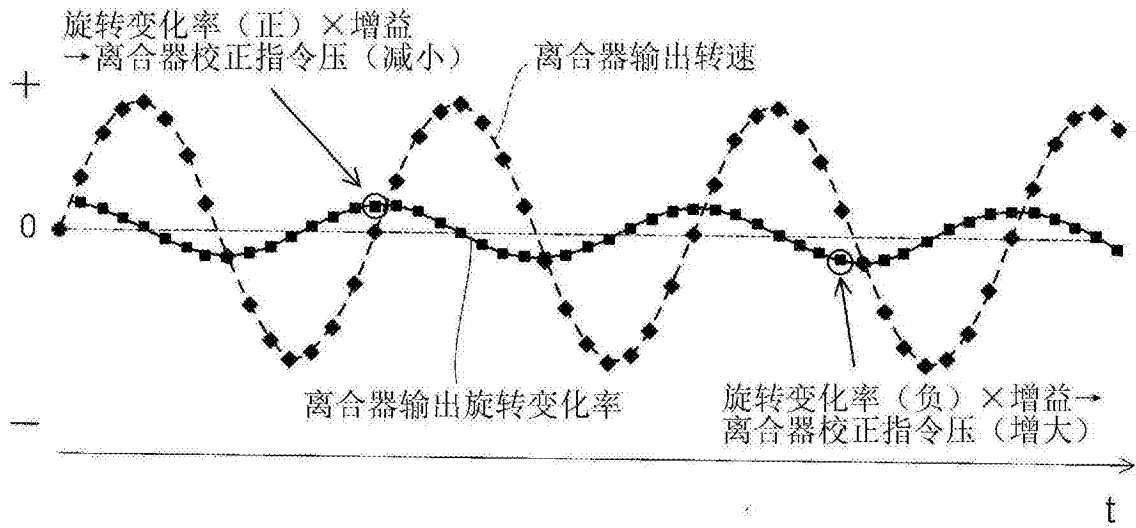


图5

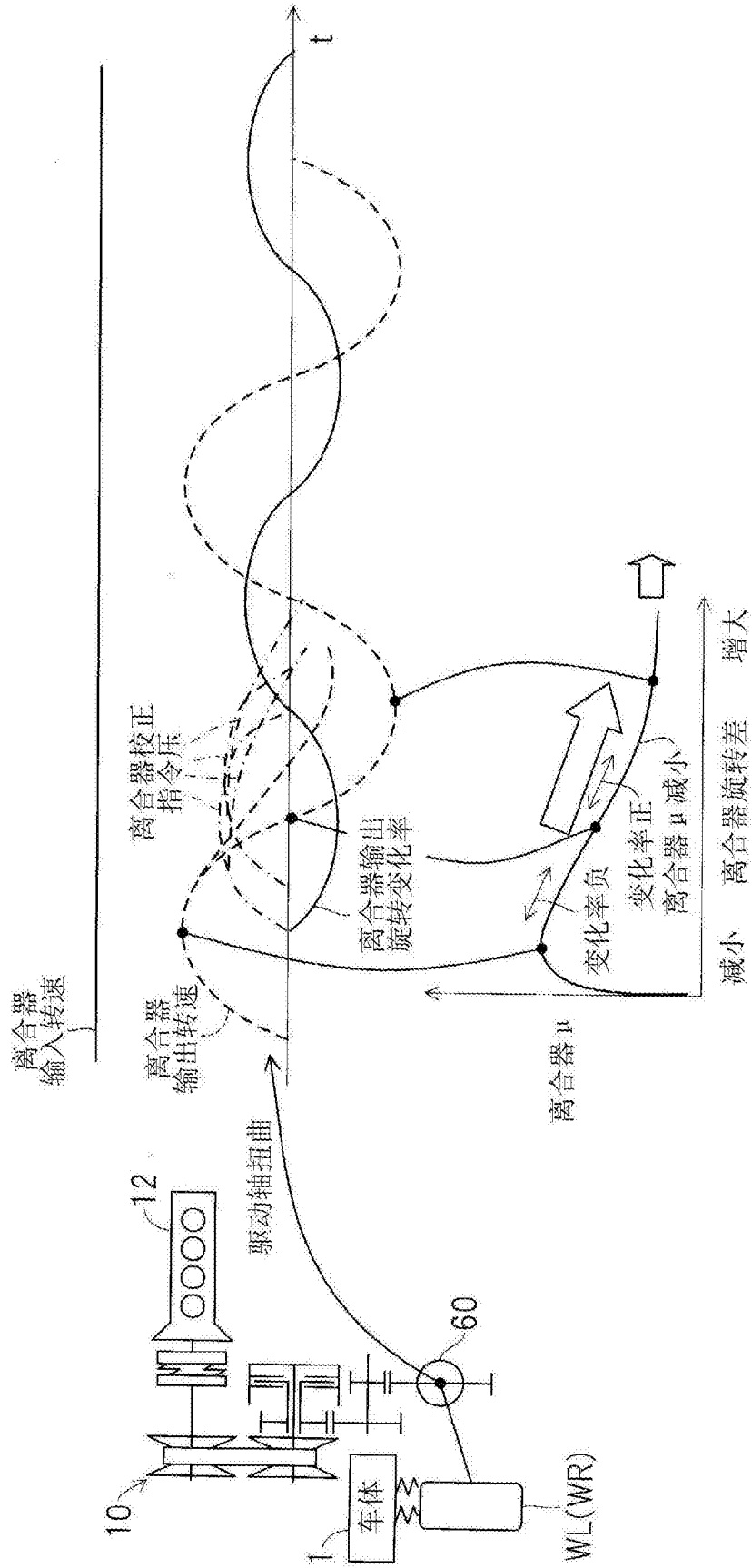


图6

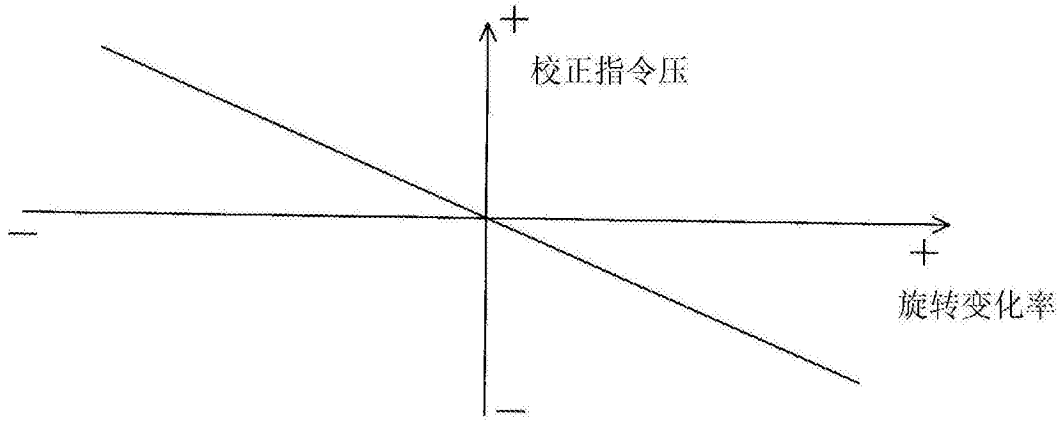


图7

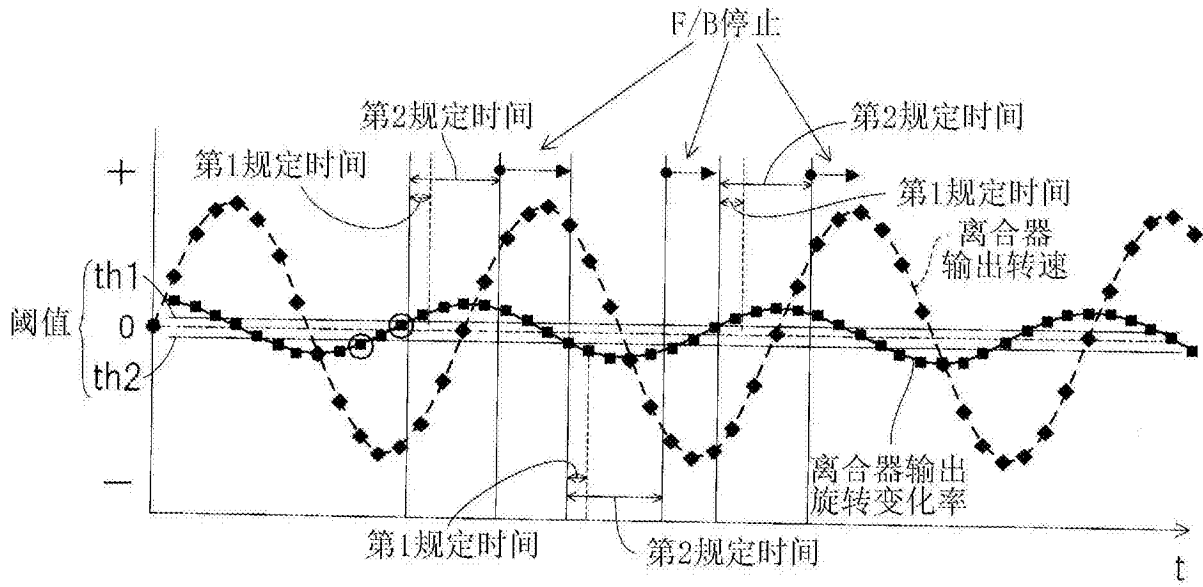


图8