

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

B60K 6/00

B60L 11/00

F02D 13/02

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97121202.3

[45] 授权公告日 2001 年 10 月 24 日

[11] 授权公告号 CN 1073517C

[22] 申请日 1997. 10. 28

[21] 申请号 97121202.3

[30] 优先权

[32] 1996. 10. 29 [33] JP [31] 303950/1996

[32] 1997. 3. 7 [33] JP [31] 070800/1997

[73] 专利权人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

[72] 发明人 佐佐木正一 小谷武史 山冈正明

高冈俊文 山口胜彦 金井弘

[56] 参考文献

EP725474A1 1996. 8. 7 H02K51/00

EP743211A2 1996. 11. 20 B60K6/04

JP8 - 295140 1996. 11. 12 B60K6/00

US4407132 1983. 10. 4 F02B73/00

审查员 曾志华

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事
务所

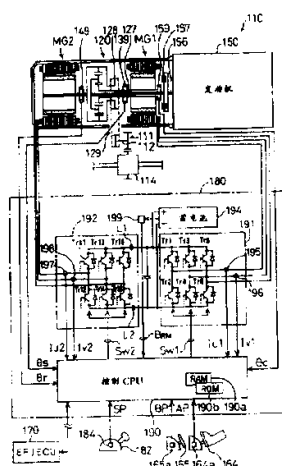
代理人 王茂华

权利要求书 3 页 说明书 33 页 附图页数 25 页

[54] 发明名称 动力输出装置和动力装置控制方法

[57] 摘要

在由发动机、3 轴式动力输出装置及 2 台电动机构成的动力输出装置中,当发动机停止运行时使发动机的转速迅速地达到 0 值。动力输出装置 110 备有行星齿轮 120、曲轴 156、发动机 150、安装在行星齿轮上的电动机 MG1、安装在环形齿轮上的电动机 MG2。当发出使发动机停止的指示时,将向发动机 150 的燃料喷射停止,同时控制电动机 MG1,在发动机 150 的转速接近 0 值之前,通过行星齿轮 120、支承轴 127 在曲轴 156 上施加与其旋转方向反向的转矩。



权 利 要 求 书

1. 一种动力输出装置,用于向驱动轴输出动力,包括:具有输出轴的发动机;具有旋转轴并在该旋转轴上输入输出动力的第 1 电动机;在上述驱动轴上输入输出动力的第 2 电动机;三轴式动力输入输出装置,具有与上述驱动轴、上述输出轴、上述旋转轴分别联结的 3 个轴,并当在该 3 轴中的任何 2 个轴上输入输出动力时,将根据该输入输出动力决定的动力在其余 1 个轴上输入输出;其特征在于还包括燃料停止指示装置,用于当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,发出指示使对该发动机的燃料供给停止;停止时控制执行装置,用于随着对该发动机的燃料供给停止指示,在上述输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度控制在规定范围内从而执行使上述发动机停止的停止时控制。

2. 根据权利要求 1 所述的动力输出装置,其特征在于备有:目标转矩存储装置,用于根据上述发动机停止时的动作预先确定在上述发动机停止时上述电动机在上述输出轴上附加转矩的时间过程中的目标值,同时,上述停止时控制执行装置,备有对上述第 1 电动机进行驱动控制的装置,使得作为上述停止时的控制,通过上述三轴式动力输入输出装置,在上述发动机停止后的时间过程中在上述输出轴上附加与上述目标值对应的转矩。

3. 根据权利要求 1 所述的动力输出装置,其特征在于备有:减速度运算装置,用于求取上述停止时控制执行过程中上述输出轴的转速减速度;学习装置,根据上述求得的减速度大小增减和存储学习值;减速度范围决定装置,用于根据所存储的上述学习值决定上述停止时控制执行装置在上述停止时控制中的上述规定范围。

4. 根据权利要求 1 所述的动力输出装置,其特征在于:备有用于检测上述输出轴转速的转速检测装置,同时,上述停止时控制执行装置,备有对上述第 1 电动机进行驱动控制的装置,使得作为上述停止时控制,由上述转速检测装置检测的上述输出轴的转速沿规定过程达到规定值。

5. 根据权利要求 1 所述的动力输出装置,其特征在于:备有用于检测上述输出轴转速的转速检测装置,同时,上述停止时控制执行装置,备有对上述第 1 电动机进行驱动控制的装置,使得作为上述停止时控制,在由上述转速检测装置检测的上述输出轴的转速达到规定值之前,通过上述三轴式动力输入输出装置,在该输出轴上附加与该输出轴旋转方向反向的转矩。

6. 根据权利要求 1 所述的动力输出装置,其特征在于:上述停止时控制执行装置,备有对上述第 1 电动机进行驱动控制的装置,使得作为上述停止时控制的一部分,当由上述转速检测装置检测的上述输出轴的转速低于按上述规定值以下的值设定的判定值时,通过上述三轴式动力输入输出装置,在该输出轴上附加沿该输出轴旋转方向作用的转矩。

7. 根据权利要求 5 所述的动力输出装置,其特征在于备有:减速度运算装置,用于求取上述停止时控制执行过程中上述输出轴的转速减速度;判定值设定装置,该减速度的绝对值越大,则将上述判定值设定得越大。

8. 根据权利要求 5 所述的动力输出装置,其特征在于备有:制动力判定装置,用于判定在上述停止时控制执行过程中施加在上述驱动轴上的制动力的的大小;判定值设定装置,用于当判定该制动力大时,将上述判定值设定为大的值。

9. 根据权利要求 5 所述的动力输出装置,其特征在于:上述规定值是在包括上述输出轴和上述三轴式动力输入输出装置的系统的扭转振动共振区域以下的转速。

10. 根据权利要求 1 所述的动力输出装置,其特征在于:备有第 2 电动机控制装置,使得当上述发动机的运行停止指示是在对上述驱动轴上继续输入输出动力的状态下发出时,驱动上述第 2 电动机,使对上述驱动轴上的动力输入输出继续进行。

11. 一种动力装置控制方法,用该方法控制的动力输出装置备有:具有输出轴的发动机;具有旋转轴并在该旋转轴上输入输出动力的第 1 电动机;在上述驱动轴上输入输出动力的第 2 电动机;三轴式动力输入

输出装置,具有与上述驱动轴、上述输出轴、上述旋转轴分别联结的的3个轴,并当在该3轴中的任何2个轴上输入输出动力时,将根据该输入输出动力决定的动力在其余1个轴上输入输出;该动力装置控制方法的特征在于:当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,发出指示使对该发动机的燃料供给停止,并且,随着对该发动机的燃料供给停止指示,在上述输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度控制在规定范围内从而执行使上述发动机停止的停止时控制。

动力输出装置和动力装置控制方法

本发明涉及发动机控制装置、动力输出装置及其控制方法,详细地说是涉及在由通过燃料燃烧输出动力的发动机和通过减振器联结于该发动机输出轴的电动机构成的系统中使发动机停止的技术及在将动力输出到驱动轴的动力输出装置中使发动机停止的技术、及其控制方法。

以往,作为对从发动机输出的动力进行转矩变换后输出到驱动轴的动力输出装置,采用着将利用流体的转矩变换器和变速器组合的形式。这种装置中的转矩变换器配置在发动机的输出轴与联结于变速器的旋转轴之间,通过所封入的流体的流动在两个轴之间传送动力。这种转矩变换器,由于通过流体的流动传送动力,所以在两轴之间产生转差,并发生与该转差对应的能量损失。该能量损失,准确地说,以两轴的转速差与在该时传送到动力输出轴的转矩的乘积表示,并以热的形式消耗。

因此,在安装这样的动力输出装置作为动力源的车辆中,当两轴之间的转差变大时,例如在起动或以低速在上坡路上行驶等情况下要求大的动力时,存在着转矩变换器中的能量损失增大,使能量效率降低的问题。此外,即使是平稳行驶时,转矩变换器的动力传送效率也达不到 100%,所以,例如与手动式的传送相比,必须降低其燃料费用。

本发明的动力输出装置及其控制方法的一个目的是,提供一种能解决上述问题并以高的效率将从发动机输出的动力输出到驱动轴的装置及该装置的控制方法。

鉴于上述问题,本申请人提出一种方案(特开昭第 50-30223 号公报),即不采用利用流体的转矩变换器,而是备有发动机、作为 3 轴式动力输入输出装置的行星齿轮装置、发电机、电动机及蓄电池,并将从发动机输出的动力或利用在蓄电池内蓄存的电力而从电动机输出的动力输出到驱动轴。但是,在所提出的这种方案中,没有说明使发动机的运行停止时的控制方法。

因此,本发明的动力输出装置及其控制方法的一个目的是,提供一种在

由发动机、3轴式动力输入输出装置及2个电动机构成的动力输出装置中使发动机的运行停止时的控制方法。

另外,这种动力输出装置,是将发动机的输出轴和电动机的旋转轴通过3轴式动力输入输出装置机械地联结,所以,以机械方式构成一种振动系统。因此,例如,当发动机为内燃机时,在施加因内燃机内的气体爆燃和活塞的往复运动而引起的转矩变化后,在内燃机的输出轴和电动机的输出轴上产生扭转振动,当轴的固有频率与强制频率相同时,将引起共振现象,因而从3轴式动力输入输出装置发出异常噪声,或在某些情况下发生轴的疲劳破坏。这种共振现象,虽因发动机的类型或3轴式动力输入输出装置的结构等不同,但大多数在低于发动机的最低可运行转速的状态下发生。

因此,本发明的动力输出装置及其控制方法的一个目的是,在使发动机的运行停止时能防止在系统中可能产生的扭转振动共振现象。

另外,如从电动机向发动机的输出轴输出转矩而强制地使发动机停止,则通过电动机的控制,有时会使发动机输出轴的转速下冲而降低到0值以下,这时在某些情况下会使整个装置发生振动。因此,例如,在车辆内装有这种驱动装置时,下冲时的振动将传到车体,使司机感到不舒适。

因此,本发明的动力输出装置及其控制方法的一个目的是,减低使发动机的运行停止时可能产生的振动。

这种在使发动机的运行停止时在系统内可能产生扭转振动共振现象的问题,不限于上述动力输出装置,只要是发动机输出轴与电动机旋转轴以机械方式联结的驱动装置,都可能产生同样的问题。对于这种问题,大多采用通过减振器将发动机输出轴和电动机旋转轴机械联结的装置。但是,如采用对扭转振动的振幅有大的抑制作用的减振器,则这种减振器由于具有特殊的衰减功能而使部件数增加,同时变得大型化。另一方面,如采用小型简易的减振器,其抑制扭转振动的振幅的效果将减低。

具有这种问题的结构,不限于将动力直接输出的结构,例如,将发动机与发电机直接联结并通过由该发电机发出的电力驱动的电动机获得行驶用的转矩的所谓串列混合结构等,也存在同样问题。因此,作为和上述动力输出装置和主要部件的相同发明,提出了发动机控制装置及其控制方法的发明。该发动机控制装置及其控制方法的一个目的是,无论减振器是何种类型,

都能防止使发动机的运行停止时在系统内可能产生的扭转振动共振现象。

为达到上述目的的至少一部分,本发明的动力输出装置和发动机控制装置及其控制方法,采用了以下装置。

本发明的动力输出装置,是用于向驱动轴输出动力的动力输出装置,其特征在于备有:具有输出轴的发动机;具有旋转轴并在该旋转轴上输入输出动力的第1电动机;在上述驱动轴上输入输出动力的第2电动机;3轴式动力输入输出装置,具有与上述驱动轴、上述输出轴、上述旋转轴分别联结的3个轴,并当在该3轴中的任何2个轴上输入输出动力时,将根据该输入输出动力决定的动力在其余1个轴上输入输出;燃料停止指示装置,当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,发出指示使对该发动机的燃料供给停止;停止时控制执行装置,随着对该发动机的燃料供给停止指示,在上述输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度控制在规定范围内从而执行使上述发动机停止的停止时控制。

另外,与该动力输出装置对应的动力输出装置控制方法,该方法控制的动力输出装置有:具有输出轴的发动机;具有旋转轴并在该旋转轴上输入输出动力的第1电动机;在上述驱动轴上输入输出动力的第2电动机;具有与上述驱动轴、上述输出轴、上述旋转轴分别联结的3个轴,并当在该3轴中的任何2个轴上输入输出动力时,将根据该输入输出动力决定的动力在其余1个轴上输入输出的3轴式动力输入输出装置;该动力装置控制方法的特征在于:当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,发出指示使对该发动机的燃料供给停止,并且,随着对该发动机的燃料供给停止指示,在上述输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度控制在规定范围内从而执行使上述发动机停止的停止时控制。

如采用这种动力输出装置及其控制方法,则当具备应使发动机的运行停止的条件时,动力输出装置发出指示使对该发动机的燃料供给停止,同时执行停止时控制。该停止时控制,是在发动机输出轴上附加转矩,并将该输出轴的减速度控制在规定范围内从而使发动机停止。在输出轴上附加转矩,既可用第1电动机,也可用第2电动机。

其结果是,可将输出轴的减速度限制在规定的范围内,例如,可以实现迅速穿过扭转共振区域的控制。同时,还能避免电动机的不必要的电力消耗。

作为这种停止时控制,可以考虑各种变化方案。一种是对附加在输出轴上的转矩进行所谓开环控制的结构。这种动力输出装置,备有目标转矩存储装置,用于根据上述发动机停止时的动作预先确定在上述发动机停止时上述电动机在上述输出轴上附加转矩的时间过程中的目标值,同时,上述停止时控制执行装置,备有对上述第 1 电动机进行驱动控制的装置,使得作为停止时的控制,通过上述三轴式动力输入输出装置,在上述发动机停止后的时间过程中在上述输出轴上附加与上述目标值对应的转矩。

在这种情况下,由于不是进行采用输出轴转速的反馈控制,所以转矩指令值不会因动力输出装置的状态或干扰而发生变化,因而能减小驱动轴的转矩变化。此外,即使是在输出轴的转速与目标转速(停止时通常值为 0)的偏差很大的情况下,由于不是根据转速差进行反馈控制,所以也不会输出过大的转矩指令值而造成不必要的电力消耗。

在这种开环控制中,由于不能起到反馈控制的作用,所以为实现最佳的控制,需要加入一些装置,例如,如果设有以下装置、即:求取上述停止时控制执行过程中的上述输出轴的转速减速度的减速度运算装置;根据上述求得的减速度大小增减和存储学习值的学习装置;及根据所存储的上述学习值决定上述停止时控制执行装置中上述停止时控制的上述规定范围的减速度范围决定装置,则由于能够学习减速度的范围,所以能实现良好的控制。

另外,作为停止时控制的另一构成例,可以考虑对上述第 1 电动机进行驱动控制,使由转速检测装置检测的上述输出轴的转速沿规定过程达到规定值。这里,所谓规定的过程,是指与从停止对发动机的燃料供给时起的时间对应的发动机输出轴转数的推移变化。

如采用这种动力输出装置,当发出了使发动机的运行停止的指示时,能使发动机输出轴的转速沿所期望的过程达到规定值。因此,如使发动机旋转轴的转速在短时间内沿规定过程达到规定值,则能使发动机旋转轴的转速迅速地变为规定值,而如使发动机旋转轴的转速用较长时间沿规定过程达到规定值,则能使发动机旋转轴的转速缓慢地达到规定值。另外,如使规定值为 0,则能使发动机旋转轴的旋转迅速或缓慢地停止。

在这种动力输出装置中,也可以对上述第 1 电动机进行驱动控制,使得作为停止时的控制,在由上述转速检测装置检测的上述输出轴转速达到规

定值之前,通过上述 3 轴式动力输入输出装置,在该输出轴上附加与该输出轴旋转方向反向的转矩。如采用这种方式,则能更为迅速地使发动机旋转轴的转速达到规定值。因此,在发出了使发动机的运行停止的指示时如在发动机输出轴的转速与规定值之间存在着扭转共振区域时,能够迅速穿过该区域,因而能防止共振现象。

另外,在这种动力输出装置中,也可以对上述第 1 电动机进行驱动控制,使得作为停止时控制的一部分,当由上述转速检测装置检测的上述输出轴转速低于按上述规定值以下的值设定的判定值时,通过上述 3 轴式动力输入输出装置,在该输出轴上附加沿该输出轴旋转方向作用的预定转矩。如采用这种方式,则能抑制在输出轴的旋转停止时可能产生的转速下冲,因而能减小此时可能产生的振动。

这里,作为判定值的求取方法,可采用各种方法,例如,可以求得在停止时控制执行中的上述输出轴转速的减速度,而减速度的绝对值越大则将判定值设定的越大。通过减速度越大把判定值设得越大,可将输出轴转速的下冲防止于未然。此外,还可以判断在停止时控制执行中施加在上述驱动轴上的制动力的大小,并当判定为该制动力大时,将判定值设定为大的值。在施加着制动力的情况下,由于已估计到使原动机停止的力更大,所以通过将判定值加大,可以防止转速的下冲。

另外,在本发明的动力输出装置中,上述停止时控制装置还可以是对上述第 1 电动机进行驱动控制使在上述旋转轴上输入输出的动力值为 0 的装置。如采用这种方式,由于上述第 1 电动机不消耗电力,所以能使装置总体的能量效率提高。另外,由于不是由上述第 1 电动机强制性地改变发动机的输出轴运行状态,所以,能减小随发动机的运行停止而产生的转矩冲击。而发动机和第 1 电动机能稳定在其各自消耗的能量(例如,摩擦功等)之和为最小的运行状态。

或者,在本发明的动力输出装置中,如果把上述规定值取为包括输出轴和 3 轴式动力输入输出装置的系统的扭转振动共振区域以下的转速,则能可靠地防止扭转共振。

另外,当发动机的运行停止指示是在上述驱动轴上继续输入输出动力的状态下发出时,可驱动上述第 2 电动机,使对上述驱动轴上的动力输入输

出继续进行。如采用这种方式,则可在对上述驱动轴上的动力输入输出继续进行的过程中使发动机停止。而且,对驱动轴的动力输入输出,可由第 2 电动机进行。

以下,说明本发明的发动机控制装置的概要。本发明的发动机控制装置,备有通过燃料的燃烧输出动力的发动机及通过减振器联结于该发动机的输出轴的电动机,可以控制该发动机的运行和停止,该发动机控制装置的特征在于,备有:燃料停止装置,用于当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,将对该发动机的燃料供给停止;停止时控制执行装置,用于随着对该发动机的燃料供给的停止,在上述输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度控制在规定范围内从而执行使上述发动机停止的停止时控制。

另外,与该发动机控制装置对应的发动机控制方法,是用于对通过燃料的燃烧输出动力的发动机、即备有通过减振器与该发动机的输出轴联结的电动机的发动机的停止进行控制的方法,该控制方法的特征在于:当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,将对该发动机的燃料供给停止,并随着对该发动机的燃料供给的停止,在上述输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度控制在规定范围内从而执行使上述发动机停止的停止时控制。

这种发动机控制装置和发动机控制方法,对在输出轴上通过减振器连接电动机的发动机的停止进行控制,能减小在通过减振器连接电动机的发动机输出轴上可能产生的共振。即,在该发动机控制装置和发动机控制方法中,当具备了应使上述发动机的运行停止的条件时,将对该发动机的燃料供给停止,并随着对该发动机的燃料供给的停止,在上述发动机的输出轴上附加转矩,并将该输出轴的旋转减速度限制在规定的范围内从而使发动机停止。由于输出轴的扭转共振很容易在规定的减速度下产生,所以通过将输出轴的旋转减速度限制在规定的范围,可减小扭转共振。

在这种构成中,对于将输出轴的旋转减速度限制在规定的范围内的停止时控制考虑了各种变化方案。例如,可以备有目标转矩存储装置,用于根据上述发动机停止时的动作预先确定在上述发动机停止时上述电动机在上述输出轴上附加转矩的时间过程中的目标值,同时,停止时控制执行装置备有对电动机进行驱动控制的装置,使得作为停止时控制,在上述发动机停止后

的时间过程中在输出轴上附加与上述目标值对应的转矩。这种控制,是所谓的开环控制,沿时间轴预先设定发动机停止时由电动机在输出轴上附加的转矩的目标值。

在这种情况下,由于不是进行采用输出轴转速的反馈控制,所以在输出轴上附加的转矩不会因干扰而发生变化。此外,即使是在输出轴的转速与目标转速(停止时通常值为0)的偏差很大的情况下,由于不是根据转速差进行反馈控制,所以也不会输出轴上附加过大的转矩而造成不必要的电力消耗。

在这种开环控制中,由于不能起到反馈控制的作用,所以为实现最佳的控制,需要加入一些装置,例如,如果在结构上备有以下装置、即:求取上述停止时控制执行过程中的上述输出轴转速的减速度的减速度运算装置;根据上述求得的减速度的大小增减和存储学习值的学习装置;及根据所存储的上述学习值决定上述停止时控制执行装置中上述停止时控制的上述规定范围的减速度范围决定装置,则由于能够学习减速度的范围,所以能实现良好的控制。

另外,作为停止时控制的另一构成例,可以考虑对电动机进行驱动控制,使由转数检测装置检测的上述输出轴转速沿规定的过程达到规定值。这里,所谓规定的过程,是指与从停止对发动机的燃料供给时起的时间对应的发动机输出轴转速的推移变化。

如采用这种发动机控制装置,当发出了使发动机的运行停止的指示时,能使发动机输出轴的转速沿所期望的过程达到规定值。因此,如使发动机的输出轴转速在短时间内沿规定过程达到规定值,则能使发动机旋转轴的转速迅速地变为规定值,而如用较长时间沿规定过程达到规定值,则能使发动机旋转轴的转速缓慢地达到规定值。如果限制减速度的范围从而避开输出轴的扭转共振区域,则在任何情况下在输出轴上都不会发生共振。

另外,也可以对电动机进行驱动控制,作为停止时控制,在所检出的输出轴的转速达到规定值之前,在输出轴上附加与输出轴旋转方向反向的转矩。在这种情况下,能更为迅速地使发动机输出轴的转速达到规定值。因此,在发出了使发动机的运行停止的指示时如在发动机输出轴的转速与规定值

之间存在着扭转共振区域时,能够迅速穿过该区域,因而能防止共振现象。

另外,在这种发动机控制装置中,也可以对上述电动机进行驱动控制,使得作为停止时控制的一部分,当输出轴的转速低于按上述规定值以下的值设定的判定值时,在输出轴上附加沿输出轴的旋转方向作用的转矩。如采用这种方式,则能抑制在输出轴的旋转停止时可能产生的转速下冲,因而能减小此时可能产生的振动。

这里,作为判定值的求取方法,可采用各种方法,例如,在停止时控制执行中的输出轴转速的减速度绝对值越大,可将判定值设定的越大。通过在减速度越大把判定值设得越大,可将输出轴转速的下冲防止于未然。

另外,如果把规定值取为包括输出轴和电动机转子的系统的扭转振动共振区域以下的转速,则能可靠地抑制扭转共振的发生。

图 1 是表示作为本发明一实施例的动力输出装置 110 的简略结构的结构图。

图 2 是表示实施例动力输出装置 110 的详细结构的说明图。

图 3 是举例说明装有实施例动力输出装置 110 的车辆的简略结构的结构图。

图 4 是用于说明实施例动力输出装置 110 的动作原理的曲线图。

图 5 是表示与实施例的行星齿轮 120 联结的 3 轴转速与转矩的关系的共线图。

图 6 是表示与实施例的行星齿轮 120 联结的 3 轴转速与转矩的关系的共线图。

图 7 是举例说明由实施例的控制装置 180 执行的发动机停止控制程序的流程图。

图 8 是举例说明时间计数器 TC 与发动机 150 的目标转速 N_{e*} 之间的关系的变化图。

图 9 是举例说明由实施例控制装置 180 执行的要求转矩设定程序的流程图。

图 10 是环形齿轮 126 的转速 N_r 、加速踏板位置 AP 和转矩指令值 T_{r*} 之间的关系的变化图。

图 11 是举例说明由控制装置 180 的控制 CPU190 执行的电动机 MG1 的控制程序的流程图。

图 12 是举例说明由控制装置 180 的控制 CPU190 执行的电动机 MG2 的控制程序的流程图。

图 13 是开始执行图 7 的发动机停止控制程序时的共线图。

图 14 是发动机停止控制程序的步骤 S106 ~ S116 的处理反复进行了多次时的共线图。

图 15 是发动机 150 的转速 N_e 降到阈值 N_{ref} 以下时的共线图。

图 16 是举例说明发动机 150 的转速 N_e 及电动机 MG1 的转矩 T_{m1} 的变化情况的说明图。

图 17 是举例说明变形例的发动机停止控制程序的流程图。

图 18 是表示变形例的动力输出装置 110A 的简略结构的结构图。

图 19 是表示变形例的动力输出装置 110B 的简略结构的结构图。

图 20 是表示第 2 实施例的动力输出装置的简略结构的说明图。

图 21 是举例说明开闭定时变更机构 153 的构成例的说明图。

图 22 是表示第 2 实施例的发动机停止时控制处理程序的流程图。

图 23 是用于根据车速设定降低转矩 STG_{mn} 的曲线图。

图 24 是用于根据车速设定减速处理的处理时间 $mntg$ 的曲线图。

图 25 是表示开环控制处理程序的一例的流程图。

图 26 是表示下冲防止处理程序的流程图。

图 27 是表示第 2 实施例的控制例的曲线图。

图 28 是表示在 4 轮驱动车辆中采用了实施例的动力输出装置 110 时的具体例即装有动力输出装置 110C 的车辆简略结构的结构图。

图 29 是表示实施例的动力输出装置 310 的简略结构的结构图。

以下, 根据实施例说明本发明的实施形态。图 1 是表示作为本发明一实施例的包含发动机控制装置的动力输出装置 110 的简略结构的结构图, 图 2 是表示实施例动力输出装置 110 的详细结构的说明图, 图 3 是表示装有实施例的动力输出装置 110 的车辆的简略结构的结构图。为便于说明, 首先用图 3 从车辆的总体结构进行说明。

如图 3 所示,该车辆备有以汽油为燃料输出动力的发动机 150。该发动机 150,将通过节流阀 166 从吸气系统吸入的空气与从燃料喷射阀 151 喷射的汽油的混合气吸入燃烧室 152,并将由该混合气的爆燃而被推下的活塞 154 的运动变换为曲轴 156 的旋转运动。这里,节流阀 166 由执行机构 168 驱动进行开闭。火花塞 162 由通过配电器 160 从点火器 158 导入的高电压形成电火花,混合气由该电火花点燃而爆炸燃烧。

该发动机 150 的运动由电子控制单元(以下,称作 EFIECU)170 控制。在 EFIECU170 上连接着指示发动机 150 的运行状态的各种传感器。例如,检测节流阀 166 的开度(阀位)的节流阀阀位传感器 167、检测发动机 150 的负荷的吸气管负压传感器 172、检测发动机 150 的水温的水温传感器 174、安设在配电器 160 上的检测曲轴 156 的转速和旋转角度的转速传感器 176 和旋转角度传感器 178 等。另外,在 EFIECU170 上还连接着其他的例如检测点火钥匙状态 ST 的起动开关 179 等,但其他的传感器、开关等在图中的表示省略。

发动机 150 的曲轴 156,通过用来抑制在曲轴 156 上产生的扭转振动振幅的减振器 157 与后文所述的行星齿轮 120 及电动机 MG1、MG2 联结,另外,还通过以驱动轴 112 为旋转轴的动力传动齿轮 111 与差动齿轮 114 联结。因此,从动力输出装置 110 输出的动力最终被传送到左右驱动轮 116、118。电动机 MG1 和电动机 MG2 与控制装置 180 电气连接,并由该控制装置 180 驱动控制。控制装置 180 的结构将在后文中详述,但在内部备有控制 CPU,还连接着设在变速杆 182 上的换档位置传感器 184 和设在加速踏板 164 上的加速踏板位置传感器 164a、设在制动踏板 165 上的制动踏板位置传感器 165a 等。此外,控制装置 180,通过与上述 EFIECU170 通信,交换各种信息。关于包含这些信息交换的控制,将在后文中说明。

如图 1 所示,实施例的动力输出装置 110 主要包括:发动机 150、用于将发动机 150 的曲轴 156 与支承轴 127 联结并抑制曲轴 156 的扭转振动振幅的减振器 157、将行星齿轮架 124 联结于支承轴 127 的行星齿轮 120、与行星齿轮 120 的恒星齿轮 121 联结的电动机 MG1、与行星齿轮 120 的环形齿轮 122 联结的电动机 MG2、及驱动控制电动机 MG1、MG2 的控制装置 180。

根据图 2 说明行星齿轮 120 及电动机 MG1、MG2 的结构。行星齿轮 120 包括:与使支承轴 127 贯通轴心的中空 of 恒星齿轮轴 125 联结的恒星齿轮 121、联结于与支承轴 127 同轴的环形齿轮轴 126 的环形齿轮 122、配置在恒星齿轮 121 与环形齿轮 122 之间一面绕恒星齿轮 121 的外周自转一面公转的多个行星小齿轮 123、及联结在支承轴 127 的端部用于支承各行星小齿轮 123 的旋转轴的行星齿轮架 124。在该行星齿轮 120 中,与恒星齿轮 121、环形齿轮 122 及行星齿轮架 124 分别联结的恒星齿轮轴 125、环形齿轮轴 126 及支承轴 127 的 3 个轴用作动力的输入输出轴,如决定了在 3 轴中的任何 2 轴上输入输出的动力,则其余 1 个轴上的输入输出动力根据在所决定的 2 轴上输入输出的动力决定。关于在行星齿轮 120 的 3 个轴上的动力输入输出,将在后文中详述。另外,在齿轮轴 125、环形齿轮轴 126 及支承轴 127 上设置着检测各自的旋转角度 θ_s 、 θ_r 、 θ_c 的旋转变压器 139、149、159。

在环形齿轮 122 上联结着用于取出动力的动力取出齿轮 128。该动力取出齿轮 128 通过链带 129 与动力传动齿轮 111 联接,在动力取出齿轮 128 与动力传动齿轮 111 之间进行动力的传送。

电动机 MG1 按同步电动发电机构成,备有在外周面具有多个永久磁铁 135 的转子 132 和卷绕成形成旋转磁场的三相绕组 134 的定子 133。转子 132 联结着与行星齿轮 120 的恒星齿轮 121 联结的恒星齿轮轴 125。定子 133 用各向同性电磁钢板的薄板层叠形成,并固定在外壳 119 上。该电动机 MG1,作为通过永久磁铁 135 形成的磁场与由三相绕组 134 形成的磁场的相互作用驱动转子 132 并使其转动的电动机而动作,并作为通过永久磁铁 135 形成的磁场与转子 132 的转动的相互作用在三相绕组 134 的两端产生电动势的发电机而动作。

电动机 MG2 与电动机 MG1 同样,也是按同步电动发电机构成,备有在外周面具有多个永久磁铁 145 的转子 142 和卷绕成形成旋转磁场的三相绕组 144 的定子 143。转子 142 联结着与行星齿轮 120 的环形齿轮 122 联结的环形齿轮轴 126,定子 143 也用各向同性电磁钢板的薄板层叠形成,并固定在外壳 119 上。该电动机 MG2 与电动机 MG1 同样,也作为电动机或发电机而动作。

下面,说明对电动机 MG1、MG2 进行驱动控制的控制装置 180。如图 1

所示,控制装置 180 由驱动电动机 MG1 的第 1 驱动电路 191、驱动电动机 MG2 的第 2 驱动电路 192、控制两个驱动电路 191 和 192 的控制 CPU190、及二次电池即蓄电池 194 构成。控制 CPU190 是单片微处理机,在内部备有工作用 RAM190a、存储处理程序的 ROM190b、输入输出端口(图中未示出)、及与 EFIECU170 进行通信的串行通信口(图中未示出)。来自旋转变压器 139 的恒星齿轮轴 125 的旋转角度 θ_s 、来自旋转变压器 149 的环形齿轮轴 126 的旋转角度 θ_r 、来自旋转变压器 159 的支承轴 127 的旋转角度 θ_c 、来自加速踏板位置传感器 164a 的加速踏板位置(加速踏板的踏入量)AP、来自制动踏板位置传感器 165a 的制动踏板位置(制动踏板的踏入量)BP、来自换档位置传感器 184 的换档位置 SP、来自设在第 1 驱动电路 191 内的 2 个电流检测器 195 和 196 的电流值 I_{u1} 和 I_{v1} 、来自设在第 2 驱动电路 192 内的 2 个电流检测器 197 和 198 的电流值 I_{u2} 和 I_{v2} 、来自检测蓄电池 194 的残余容量的残余容量检测器 199 的残余容量 BRM 等,通过输入端口输入到该控制 CPU190。残余容量检测器 199 可通过以下任何一种已知方法检测残余容量,即测定蓄电池 194 的电解液比重或蓄电池 194 的总重量的方法、或计算充电和放电的电流值和时间的方法、或将蓄电池的端子之间瞬间短路流过电流并测量内部电阻的方法等。

另外,从控制 CPU190 输出用于驱动设在第 1 驱动电路 191 内的用作开关元件的 6 个晶体管 Tr1 ~ Tr6 的控制信号 SW1、及用于驱动设在第 2 驱动电路 192 内的用作开关元件的 6 个晶体管 Tr11 ~ Tr16 的控制信号 SW2。第 1 驱动电路 191 内的 6 个晶体管 Tr1 ~ Tr6,构成晶体管倒相器,分别相对于一对电源线路 L1、L2 各配置 2 个,使其成为源端和漏端,在其连接点上分别连接着电动机 MG1 的三相绕组(UVW)134。电源线路 L1、L2 分别与蓄电池 194 的正端和负端连接,所以如果由控制 CPU190 利用控制信号 SW1 对成对的晶体管 Tr1 ~ Tr6 的导通时间按比例进行顺序控制,并对流过三相绕组 134 的各个线圈的电流进行 PWM 控制而使其成为拟正弦波,则可通过三相绕组 134 形成旋转磁场。

另一方面,第 2 驱动电路 192 内的 6 个晶体管 Tr11 ~ Tr16,也构成晶体管倒相器,并按照与第 1 驱动电路 191 相同的方式配置,成对的晶体管的连接点分别与电动机 MG2 的三相绕组 144 连接。因此,如果由控制 CPU190 利

用控制信号 SW2 对成对的晶体管 Tr11 ~ Tr16 的导通时间进行顺序控制, 并对流过各绕组 144 的电流进行 PWM 控制而使其成为拟正弦波, 则可通过三相绕组 144 形成旋转磁场。

以下, 说明结构如上所述的实施例的动力输出装置 110 的动作。而在以下的说明中, 所谓「动力」, 指的是以作用在轴上的转矩与该轴的转速的乘积表示的每单位时间输出的能量大小, 与此不同, 所谓「动力状态」则是表示用施加一定动力的转矩和转速的组合决定的运行点。因此, 施加一定动力的「运行点」, 随转矩与转速组合的不同, 可以存在无数个。另外, 动力输出装置, 以每个瞬间的能量交换、换句话说即每单位时间的能量输入输出为基准进行控制, 所以, 在下文中, 「能量」这一术语作为与每单位时间的能量、即「动力」同义的术语使用。同样, 含义为每单位时间的电能的「电力」, 也作为与「电能」同义的术语使用。

实施例的动力输出装置 110 的动作原理、特别是转矩变换的原理如下。假定使发动机 150 在转速 N_e 、转矩 T_e 的运行点 P1 运行, 并使环形齿轮轴 126 在能量与从该发动机 150 输出的能量 P_e 相同、但具有不同的转速 N_r 、转矩 T_r 的运行点 P2 运行, 即讨论对从发动机 150 输出的动力进行转矩变换并作用在环形齿轮轴 126 的情况。这时的发动机 150 与环形齿轮轴 126 的转速和转矩的关系示于图 4。

行星齿轮 120 的 3 轴(恒星齿轮轴 125、环形齿轮轴 126 和支承轴 127)的转速与转矩的关系, 如按照机械结构学的教学范围, 可以表示为在图 5 和图 6 中举例说明的被称作共线图的图, 并可按几何学求解。行星齿轮 120 的 3 轴的转速与转矩的关系, 也可以不用上述共线图而通过计算各轴的能量等按数字计算式进行分析。在本实施例的说明中, 为便于说明, 用共线图进行说明。

图 5 的纵轴是 3 轴的转速轴, 横轴表示 3 轴的坐标轴的位置比。即, 当使恒星齿轮轴 125 和环形轴 126 的坐标轴 S、R 位于两端时, 支承轴 127 的坐标轴 C 作为按 $1:\rho$ 内分轴 S 和轴 R 的轴确定。这里, ρ 是恒星齿轮 121 的齿数对环形齿轮 122 的齿数比, 以下式(1)表示。

$$\rho = \frac{\text{恒星齿轮的齿数}}{\text{环形齿轮的齿数}} \quad \dots (1)$$

这里, 由于讨论的是发动机 150 以转速 N_e 运行, 环形齿轮轴 126 以转速 N_r 运行的情况, 所以, 可将发动机 150 的转速 N_e 标记在发动机 150 的曲轴 156 所联结着的支承轴 127 的坐标轴 C 上, 并将转速 N_r 标记在环形齿轮轴 126 的坐标轴 R 上。通过这两个点画一条直线, 则可按以该直线与坐标轴 S 的交点表示的转速求得恒星齿轮轴 125 的转速 N_s 。以下, 将该直线称作动作共线。转速 N_s 还可以用转速 N_e 和转速 N_r 由比例计算式(下式(2))求得。这样, 在行星齿轮 120 中, 如决定了恒星齿轮 121、环形齿轮 122 和行星齿轮架 124 中任何 2 个的转动, 则其余一个的转动可以根据所决定的 2 个齿轮的转动决定。

$$N_s = N_r - (N_r - N_e) \frac{1 + \rho}{\rho} \quad \dots (2)$$

接着, 以支承轴 127 的坐标轴 C 为作用线在图中将发动机 150 的转矩 T_e 自下而上地作用在所画出的动作共线上。这时的动作共线对于转矩而言可以看作是作用有作为矢量的力时的刚体, 所以, 根据将力在 2 条平行的不同作用线上分解的方法, 可将作用在坐标轴 C 上的转矩 T_e 分解为坐标轴 S 上的转矩 T_{es} 和坐标轴 R 上的转矩 T_{er} 。这时的转矩 T_{es} 和 T_{er} 的大小, 用下式(3)表示。

$$T_{es} = T_e \times \frac{\rho}{1 + \rho} \quad \dots (3)$$

$$T_{er} = T_e \times \frac{1}{1 + \rho}$$

为使动作共线稳定在这种状态下,只须使动作共线的力平衡即可。即,在坐标轴 S 上,作用与转矩 T_{es} 具有相同大小但方向相反的转矩 T_{m1} ,而在坐标轴 R 上,作用与转矩 T_{er} 和与输出到环形齿轮轴 126 的转矩 T_r 大小相同方向相反的转矩的合力具有相同的大小但方向相反的转矩 T_{m2} 。该转矩 T_{m1} 可由电动机 MG1 施加,而转矩 T_{m2} 可由电动机 MG2 施加。这时,由于在电动机 MG1 内作用着与其旋转方向相反的转矩,所以电动机 MG1 作为发电机工作,并从恒星齿轮轴 125 再生以转矩 T_{m1} 和转速 N_s 的乘积表示的电能 P_{m1} 。由于在电动机 MG2 内旋转方向与转矩方向相同,所以,电动机 MG2 作为电动机工作,并作为动力向环形齿轮轴 126 输出以转矩 T_{m2} 和转速 N_r 的乘积表示的电能 P_{m2} 。

这里,如使电能 P_{m1} 与电能 P_{m2} 相等,则由电动机 MG2 消耗的全部电力可以由电动机 MG1 再生供给。为此,只须将所输入的全部能量输出即可,所以,可以使从发动机 150 输出的能量 P_e 与输出到环形齿轮轴 126 的能量 P_r 相等。即,应使以转矩 T_e 和转速 N_e 的乘积表示的能量 P_e 与以转矩 T_r 和转速 N_r 的乘积表示的能量 P_r 相等。如参照图 4,则对以在运行点 P1 运行着的发动机 150 输出的转矩 T_e 和转速 N_e 表示的动力进行转矩变换,并作为以转矩 T_r 和转速 N_r 的乘积表示的在相同能量下的动力向环形齿轮轴 126 输出。如上所述,输出到环形齿轮轴 126 的动力,通过动力取出齿轮 128 和动力传动齿轮 111 传送到驱动轴 112,并通过差动齿轮 114 传送到驱动轮 116、118。因此,由于在输出到环形齿轮轴 126 的动力与传送到驱动轮 116、118 的动力之间保持线性关系,所以,可以通过调节输出到环形齿轮轴 126 的动力,对传送到驱动轮 116、118 的动力进行控制。

在图 5 所示的共线图中恒星齿轮轴 125 的转速 N_s 是正的,但根据发动机 150 的转速 N_e 和环形齿轮轴 126 的转速 N_r ,有时也可以如图 6 的共线图所示是负的。这时,由于在电动机 MG1 内旋转方向与转矩的作用方向相同,所以,电动机 MG1 作为电动机工作,并消耗以转矩 T_{m1} 和转速 N_s 的乘积表示的电能 P_{m1} 。另一方面,由于在电动机 MG2 内旋转方向与转矩的作用方向相反,所以电动机 MG2 作为发电机工作,并从环形齿轮轴 126 再生以转矩 T_{m2}

和转速 N_r 的乘积表示的电能 P_{m2} 。在这种情况下,如果使由电动机 MG1 消耗的电能 P_{m1} 与由电动机 MG2 再生的电能 P_{m2} 相等,则由电动机 MG1 消耗的电能 P_{m1} 正好由电动机 MG2 供给。

以上,说明了实施例的动力输出装置 110 的基本转矩变换,但实施例的动力输出装置 110,除了上述的对从发动机 150 输出的全部动力进行转矩变换并输出到环形齿轮轴 126 的动作之外,还可以进行各种动作,例如,通过调节从发动机 150 输出的动力(转矩 T_e 与转速 N_e 的乘积)、由电动机 MG1 再生或消耗的电能 P_{m1} 、由电动机 MG2 再生或消耗的电能 P_{m2} ,如电能过剩则使蓄电池 194 进行充电动作,或电能不足时利用蓄电池 194 蓄存的电力进行补充的动作等。

另外,在以上的动作原理中,在假定行星齿轮 120、电动机 MG1、电动机 MG2、晶体管 $Tr1 \sim Tr16$ 等的动力转换效率值为 1(100%)的情况下进行了说明,但实际上因达不到 1,所以必须使从发动机 150 输出的能量 P_e 为比输出到环形齿轮轴 126 的能量 P_r 大一些的值,或反之必须使输出到环形齿轮轴 126 的能量 P_r 为比从发动机 150 输出的能量 P_e 小一些的值。例如,可以使从发动机 150 输出的能量 P_e 为输出到环形齿轮轴 126 的能量 P_r 乘以转换效率的倒数后计算出的值。另外,在图 5 的共线图的状态下,可以使电动机 MG2 的转矩 T_{m2} 为由电动机 MG1 再生的电力乘以两个电动机的效率后计算出的值,而在图 6 的共线图的状态下,可以使电动机 MG2 的转矩 T_{m2} 为由电动机 MG1 消耗的电力除以两个电动机的效率后计算出的值。此外,在行星齿轮 120 中,因机械摩擦等产生热而损失能量,但其损失量从总的能量来看极小,用作电动机 MG1、MG2 的同步电动机的效率值与 1 极为接近。另外,已知晶体管 $Tr1 \sim Tr16$ 的导通电阻象 GTO 等也极小。因此,动力的转换效率值近于 1,所以,在以下的说明中,为便于说明,除非明确指出,也都按 1(100%)处理。

下面,根据图 7 所示的发动机停止控制程序说明在上述转矩控制下处于行驶状态的车辆中在行驶状态下使发动机 150 的运行停止时的转移控制。当由司机发出向只用电动机 MG2 的运行模式切换的指示时,或通过由控制装置 180 的控制 CPU190 执行的图中未示出的运行模式判定处理选择了只用电动机 MG2 的运行模式时,执行本程序。

当执行发动机停止控制程序时,首先,控制装置 180 的控制 CPU190,通过通信向 EFIECU170 输出发动机运行停止信号(步骤 S100)。收到发动机 150 的运行停止信号的 EFIECU170,使燃料喷射阀 151 的燃料喷射停止,同时停止向火花塞 162 施加电压,进而将节流阀 166 全关。通过上述处理将发动机 150 的运行停止。

接着,控制 CPU190 进行输入发动机 150 的转速 N_e 的处理(步骤 S102)。发动机 150 的转速 N_e ,可以由设在通过减振器 157 与曲轴 156 联结的支承轴 127 上的旋转变压器 159 所检测的支承轴 127 的旋转角度 θ_c 求得。另外,发动机 150 的转速 N_e ,也可以由设在配电器 160 上的转速传感器 176 直接测得。在这种情况下,控制 CPU190 可通过通信从与转速传感器 176 连接的 EFIECU170 接受转速 N_e 的信息。

在输入发动机 150 的转速 N_e 后,根据输入的转速 N_e 设定时间计数器 TC 的初始值(步骤 S104)。这里,时间计数器 TC 是在后文所述的步骤 S108 中设定发动机 150 的目标转速 N_{e*} 时使用的变元,如步骤 S106 所示,每当反复执行步骤 S106 ~ S126 的处理时加 1。该时间计数器 TC 的初始值设定,采用将时间计数器 TC 作为变元设定发动机 150 的目标转速 N_{e*} 时的变换图、例如在图 8 中示出的变换图进行。如图 8 所示,时间计数器 TC 的设定方法是,在纵轴(目标转速 N_{e*} 的轴)上取转速 N_e ,并求出与之对应的时间计数器 TC 的值。

在设定时间计数器 TC 后,将设定的时间计数器 TC 加 1(步骤 S106),并用该加 1 后的时间计数器 TC 和图 8 所示的变换图设定发动机 150 的目标转速 N_{e*} (步骤 S108)。目标转速 N_{e*} 的设定方法是,在横轴(时间计数器 TC 的轴)上取时间计数器 TC 的值,并求出与之对应的目标转速 N_{e*} 。在图 8 中,还表示出按照将时间计数器 TC 的初始值加 1 后的「T+1」求得目标转速 N_{e*} 的情况。接着,输入发动机 150 的转速 N_e (步骤 S110),并用输入的转速 N_e 和设定好的目标转速 N_{e*} 由下式(4)设定电动机 NG1 的转矩指令值 T_{m1*} (步骤 S112)。这里,式(4)中的右边第 1 项是用于消除转速 N_e 与目标转速 N_{e*} 的偏差的比例项,右边第 2 项是使稳态偏差为零的积分项。而 K_1 和 K_2 是比例常数。

$$T_{m1*} \leftarrow K_1 (N_{e*} - N_e) + K_2 \int (N_{e*} - N_e) dt \quad \dots (4)$$

接着,用应向环形齿轮轴 126 输出的转矩指令值 Tr^* 和电动机 NG1 的转矩指令值 $Tm1^*$, 由下式 (5) 设定电动机 MG2 的转矩指令值 $Tm2^*$ (步骤 S114)。式 (5) 中的右边第 2 项是在发动机 150 的运行停止后的状态下从电动机 MG1 输出转矩指令值 $Tm1^*$ 的转矩时通过行星齿轮 120 作用在环形齿轮轴 126 上的转矩, $K3$ 是比例常数。如共线图的动作共线为平衡状态, 则 $K3$ 的值为 1, 但由于处在发动机 150 停止运行的过渡过程中, 从电动机 MG1 输出的转矩中的一部分用于由发动机 150 和电动机 MG1 构成的惯性系统的运动变化, 所以其值要小于 1。为准确地求得该转矩, 可以将从上述惯性系统的电动机 MG1 看去的惯性矩乘以恒星齿轮轴 125 的角加速度, 求出用于惯性系统运动变化的转矩 (惯性转矩), 从转矩指令值 $Tm1^*$ 减去该惯性转矩并除以齿轮比 ρ 。在实施例中, 由于由本程序设定的转矩指令值 $Tm1^*$ 是比较小的值, 所以利用比例常数 $K3$ 简化计算。应输出到环形齿轮轴 126 的转矩指令值 Tr^* , 根据司机对加速踏板 164 的踏入量并按照图 9 所示的要求转矩设定程序进行设定。以下, 简单说明设定该转矩指令值 Tr^* 的处理。

$$Tm2^* \leftarrow Tr^* - K3 \times \frac{Tm1^*}{\rho} \quad \dots (5)$$

图 9 的要求转矩设定程序, 每隔规定时间 (例如, 8msec) 反复执行。当执行本程序时, 首先, 控制装置 180 的控制 CPU190 进行对环形齿轮轴 126 的转速 Nr 的读入处理 (步骤 S130)。环形齿轮轴 126 的转速 Nr , 可以从由旋转变压器 149 检测的环形齿轮轴 126 的旋转角度 θ_r 求得。接着, 进行输入由加速踏板位置传感器 164a 检测的加速踏板位置 AP 的处理 (步骤 S132)。由于当司机觉得输出转矩不够时将加速踏板 164 踏入, 所以, 加速踏板位置 AP 与应输出到环形齿轮轴 126、进而输出到驱动轴 116、118 的转矩相对应。在读入加速踏板位置 AP 后, 根据读入的加速踏板位置 AP 和环形齿轮轴 126 的转速 Nr 进行导出应输出到环形齿轮轴 126 的转矩目标值即转矩指令值 Tr^* 的处理 (步骤 134)。这里, 之所以不是导出应输出到驱动轴 116、118 的转矩而是导出应输出到环形齿轮轴 126 的转矩, 是因为环形齿轮轴 126 通

过动力取出齿轮 128、动力传动齿轮 111 及差动齿轮 114 与驱动轮 116、118 机械地联结, 所以如导出应输出到环形齿轮轴 126 的转矩, 则其结果也就相当于导出了应输出到驱动轴 116、118 的转矩。另外, 在本实施例中, 表示环形齿轮轴 126 的转速 N_r 、加速踏板位置 AP 和转矩指令值 Tr^* 之间关系的变换图, 预先存储在 ROM190b 内, 如读入加速踏板位置 AP , 则根据读入的加速踏板位置 AP 、环形齿轮轴 126 的转速 N_r 及存储在 ROM190b 内的变换图, 即可导出转矩指令值 Tr^* 的值。在图 10 中示出该变换图的一例。

按上述方式在步骤 S112 中设定电动机 MG1 的转矩指令值 $Tm1^*$ 并在步骤 S114 中设定电动机 MG2 的转矩指令值 $Tm2^*$ 之后, 通过利用中断处理每隔规定时间 (例如, 每隔 4msec) 反复执行的图 11 所示的电动机 MG1 的控制程序和图 12 所示的电动机 MG2 的控制程序, 对电动机 MG1 和电动机 MG2 进行控制, 以便从电动机 MG1 和电动机 MG2 输出所设定的指令值的转矩。关于这种电动机 MG1 的控制和电动机 MG2 的控制, 将在后文中说明。

其次, 控制装置 180 的控制 CPU190, 将发动机 150 的转速 N_e 与阈值 N_{ref} 进行比较 (步骤 S116)。这里, 阈值 N_{ref} 在只用电动机 MG2 的运行模式的处理中设定为与作为发动机 150 的目标转速 N_e^* 设定的值接近的值。在本实施例中, 由于在只用电动机 MG2 的运行模式的处理中发动机 150 的目标转速 N_e^* 设定为 0 值, 所以, 将阈值 N_{ref} 设定为接近 0 的值。而该值小于与通过减振器 157 联结的曲轴 156 和支承轴 127 联结着的系统产生共振现象的转速区域的下限值。因此, 当发动机 150 的转速 N_e 大于阈值 N_{ref} 时, 可判定处在发动机 150 运行停止的过渡状态中, 发动机 150 的转速 N_e 仍大于产生共振现象的转速区域的下限值, 返回步骤 S106, 并反复执行步骤 S106 ~ S116 的处理。在反复执行步骤 S106 ~ S116 的处理时, 每次都将在时间计数器 TC 加 1, 并根据图 8 所示的变换图将发动机 150 的目标转速 N_e^* 设定为更小的值, 所以发动机 150 的转速 N_e 以与图 8 所示变换图的目标转速 N_e^* 相同的斜率减小。因此, 如果使目标转速 N_e^* 的斜率大于当对发动机 150 的燃料喷射停止时转速 N_e 的自然变化的斜率, 则可以使发动机 150 的转速 N_e 迅速地减小。如使其小于转速 N_e 的自然变化的斜率, 则能使发动机 150 的转速 N_e 缓慢地减小。在本实施例中, 由于假定的是通过上述产生共振现象的转速区域, 所以将目标转速 N_e^* 的斜率设定为大于转速 N_e 的自然变化的斜率。

另一方面,当发动机 150 的转速 N_e 低于阈值 N_{ref} 时,将电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 设定为抵消转矩 T_c (步骤 S118),同时由上式 (5) 设定电动机 MG2 的转矩指令值 T_{m2}^* (步骤 S120),并等待规定的经过时间 (步骤 S122)。这里,抵消转矩 T_c 是防止发生发动机 150 的转速 N_e 变为负值的所谓下冲用的转矩。而当利用在 PI 控制下的电动机 MG1 强制性地使发动机 150 的运行停止时发动机 150 的转速 N_e 下冲的原因已在前面作了说明。

在由电动机 MG1 输出抵消转矩 T_c 的状态下经过规定时间后,将电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 设定为 0 值 (步骤 S124),同时将电动机 MG2 的转矩指令值 T_{m2}^* 设定为转矩指令值 T_r^* (步骤 S126),并结束本程序,而执行图中未示出的只用电动机 MG2 的运行模式的处理

以下,根据图 11 所示的电动机 MG1 的控制程序说明电动机 MG1 的控制。当执行本程序时,首先,控制装置 180 的控制 CPU190 进行从旋转变压器 139 输入恒星齿轮轴 125 的旋转角度 θ_s 的处理 (步骤 S180),并进行从恒星齿轮轴 125 的旋转角度 θ_s 求取电动机 MG1 的电气角度 θ_1 的处理 (步骤 S181)。在实施例中,作为电动机 MG1 采用的是 4 极对的同步电动机,所以可按 $\theta_1 = 4\theta_s$ 计算。然后,进行由电流检测器 195、196 检测流过电动机 MG1 的三相绕组 134 的 U 相和 V 相的电流 I_{u1} 、 I_{v1} 的处理 (步骤 S182)。电流在 U、V、W 三相内流动,但其总和是零,所以,只测定流过两相的电流即可。接着,用所得到的三相的电流进行坐标变换 (三相-二相变换) (步骤 S184)。坐标变换,是变换为永磁式同步电动机的 d 轴、q 轴的电流值,可通过下式 (6) 的运算进行。之所以在这里进行坐标变换,是因为在永磁式同步电动机中 d 轴和 q 轴的电流在对转矩的控制上是必不可少的量。当然,也可以进行原来的三相控制。

$$\begin{bmatrix} I_{d1} \\ I_{q1} \end{bmatrix} = \sqrt{2} \begin{bmatrix} -\sin(\theta_s - 120) & \sin \theta_s \\ -\cos(\theta_s - 120) & \cos \theta_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{u1} \\ I_{v1} \end{bmatrix} \quad \dots (6)$$

其次,在变换为 2 轴的电流后,进行求取由电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 求得的各轴的电流指令值 I_{d1}^* 、 I_{q1}^* 与在各轴上实际流过的电流

I_{d1} 、 I_{q1} 的偏差并求得各轴的电压指令值 V_{d1} 、 V_{q1} 的处理(步骤 S186)。即,进行下式(7)的运算。在该式中的 K_{p1} 、 K_{p2} 、 K_{i1} 、 K_{i2} 为各个系数。这些系数均应调整得适合于所采用的电动机的特性。另外,电压指令值 V_{d1} 、 V_{q1} 可由与电流指令值 I^* 的偏差 ΔI 成比例的部分(式(7)第 1 式右边第 1 项)和偏差 ΔI 的 i 次历史值的累加(该式的右边第 2 项)求得。

$$\begin{aligned} V_{d1} &= K_{p1} \cdot \Delta I_{d1} + \sum K_{i1} \cdot \Delta I_{d1} \\ V_{q1} &= K_{p2} \cdot \Delta I_{q1} + \sum K_{i2} \cdot \Delta I_{q1} \end{aligned} \quad \dots (7)$$

然后,对按如上方式求得的电压指令值进行与在步骤 S184 中进行的变换的反变换相当的坐标变换(二相-三相变换)(步骤 S188)。进行求取实际上在三相绕组 134 上施加的电压 V_{u1} 、 V_{v1} 、 V_{w1} 的处理。各电压可由下式(8)求得。

$$\begin{bmatrix} V_{u1} \\ V_{v1} \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos \theta_s & -\sin \theta_s \\ \cos(\theta_s - 120^\circ) & -\sin(\theta_s - 120^\circ) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{d1} \\ V_{q1} \end{bmatrix}$$

$$V_{w1} = -V_{u1} - V_{v1} \quad \dots (8)$$

实际的电压控制,根据第 1 驱动电路 191 的晶体管 $Tr1 \sim Tr6$ 的通断时间进行,所以对第 1 驱动电路 191 的晶体管 $Tr1 \sim Tr6$ 的导通时间进行 PWM 控制(步骤 S199),以便达到由式(8)求得各电压指令值。

这里,对电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 的符号,如假定图 5 和图 6 的共线图的 T_{m1} 的方向为正,则即使设定为相同的正值转矩指令值 T_{m1}^* ,但如图 5 共线图的状态所示转矩指令值 T_{m1}^* 的作用方向与恒星齿轮轴 125 的旋转方向不同时进行再生控制,而如图 6 共线图的状态所示方向相同时进行动力运行控制。然而,电动机 MG1 的动力运行控制和再生控制,只要转矩指令值 T_{m1}^* 是正值,则由于都是对第 1 驱动电路 191 的晶体管 $Tr1 \sim Tr6$ 进行控制,以便通过由安装在转子 132 外周面上的永久磁铁 135 和流过三相绕组 134

的电流产生的旋转磁场在恒星齿轮轴 125 上作用正的转矩, 所以都构成相同的开关控制。即, 只要转矩指令值 T_{m1}^* 的符号相同, 则电动机 MG1 的控制, 无论是再生控制, 还是动力运行控制, 都构成相同的开关控制。因此, 在图 11 的电动机 MG1 的控制程序中, 既可进行再生控制, 也可进行动力运行控制。此外, 当转矩指令值 T_{m1}^* 为负值时, 只是在步骤 S180 中读入的恒星齿轮轴 125 的旋转角度 θ_s 的变化方向相反, 这时的控制仍可以按图 11 的电动机 MG1 的控制程序进行。

以下, 根据图 12 所示的电动机 MG2 的控制程序说明电动机 MG2 的控制。电动机 MG2 的控制处理, 除了将电动机 MG1 的控制处理中的转矩指令值 T_{m1}^* 和恒星齿轮轴 125 的旋转角度 θ_s 用转矩指令值 T_{m2}^* 和环形齿轮轴 126 的旋转角度 θ_r 代替这一点外, 与电动机 MG1 的控制处理完全相同。即, 用旋转变压器 149 检测环形齿轮轴 126 的旋转角度 θ_r (步骤 S190), 同时从检测出的旋转角度 θ_r 求取电动机 MG2 的电气角度 θ_2 (步骤 S191), 接着, 用电流检测器 197、198 检测电动机 MG2 的各相电流 (步骤 S192), 然后, 进行坐标变换 (步骤 S194) 和电压指令值 V_{d2} 、 V_{q2} 的计算 (步骤 S196), 进而进行电压指令值的反坐标变换 (步骤 S198), 求取电动机 MG2 的第 2 驱动电路 192 的晶体管 $Tr_{11} \sim Tr_{16}$ 的通断控制时间, 并进行 PWM 控制 (步骤 S199)。

这里, 也根据电动机 MG2 的转矩指令值 T_{m2}^* 的方向和环形齿轮轴 126 的旋转方向, 进行再生控制或动力运行控制, 但与电动机 MG1 相同, 无论是再生控制, 还是动力运行控制都可以按图 12 的电动机 MG2 的控制处理进行。另外, 在实施例中, 电动机 MG2 的转矩指令值 T_{m2}^* 的符号, 在图 5 的共线图状态时的转矩 T_{m2} 的方向取为正值。

其次, 用图 13 ~ 图 15 所示共线图和图 16 所示说明图说明在上述发动机 150 的停止控制时发动机 150 的转速 N_e 及电动机 MG1 的转矩 T_{m1} 等的变化情况。图 13 是开始执行图 7 的发动机停止控制程序时的共线图, 图 14 是反复多次执行发动机停止控制程序的步骤 S106 ~ S116 的处理时的共线图, 图 15 是发动机 150 的转速 N_e 达到阈值 N_{ref} 以下时的共线图。在实施例中, 由于将图 8 变换图中的目标转速 N_e^* 的斜率设定得大于转速 N_e 的自然变化斜率, 所以如图 13 和图 14 所示, 从电动机 MG1 输出的转矩 T_{m1} 的作用方向是强制性地使发动机 150 的转速 N_e 减小。因此, 当开始执行发动机停止控

制程序时, 由于转矩 T_{m1} 与恒星齿轮轴 125 的旋转方向反向, 所以, 电动机 MG1 作为发电机工作, 在这之后, 如图 14 所示, 因恒星齿轮轴 125 的转速 N_s 变为负值, 所以作为电动机工作。这时, 由于根据发动机 150 的转速 N_e 和目标转速 N_e^* 对电动机 MG1 进行 PI 控制, 所以如图 16 所示, 发动机 150 的转速 N_e 的变化对目标转速 N_e^* 有若干滞后。正如用图 6 说明过的, 根据在输出发动机 150 的运行停止指示之前的状态下的发动机 150 转速 N_e 和环形齿轮轴 126 的转速 N_r , 恒星齿轮轴 125 的转速 N_s 有时可能是负值, 所以, 图 14 的共线图有时变成开始执行发动机停止控制程序的共线图。在这种情况下, 电动机 MG1 开始时作为电动机工作。

在图 13 和图 14 的共线图的这种状态中, 由于将对发动机 150 的燃料供给停止, 所以从发动机 150 没有转矩输出。但是, 由于从电动机 MG1 输出强制性地使发动机 150 的转速 N_e 减小的转矩 T_{m1} , 所以在支承轴 127 上作用着作为其阻力的转矩 T_{sc} 。另一方面, 在环形齿轮轴 126 上, 作用着从电动机 MG2 输出的转矩 T_{m2} 及随着从电动机 MG1 输出的转矩 T_{m1} 而通过行星齿轮 120 输出到环形齿轮轴 126 上的转矩 T_{sr} 。作用在环形齿轮轴 126 上的转矩 T_{sr} , 如上所述, 可以根据由发动机 150 和电动机 MG1 构成的惯性系统的运动变化与动作共线的平衡求得, 与式 (5) 的右边第 2 项基本相当。因此, 相当于转矩指令值 T_r^* 的转矩输出到环形齿轮轴 126 上。

在图 7 的发动机停止控制程序的步骤 S116 中, 如发动机 150 的转速 N_e 达到阈值 N_{ref} 以下, 则由于从电动机 MG1 输出抵消转矩 T_c , 所以发动机 150 停止时其转速 N_e 不会发生如图 16 的虚线所示的下冲, 并平稳地转移到只用电动机 MG2 的运行模式的处理。在实施例 1 中, 在只用电动机 MG2 的运行模式时, 使电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 为 0 值。因此, 动作共线稳定在为使发动机 150 空转所需的能量与使电动机 MG1 空转所需的能量之和为最小的状态。在实施例 1 中, 由于发动机 150 采用的是汽油发动机, 所以使发动机 150 空转所需的能量、即发动机 150 的活塞的摩擦和压缩等所需的能量, 要大于使电动机 MG1 的转子 132 空转所需的能量。因此, 如图 15 的共线图所示, 动作共线变成发动机 150 停止而电动机 MG1 空转的状态。另外, 在图 15 的共线图中, 还给出了从电动机 MG1 输出的抵消转矩 T_c 。

如按照以上说明的实施例 1 的动力输出装置 110, 则在收到发动机 150 的

运转停止指示后,可以迅速地使发动机150的转速 N_e 变为0值。因此,能够迅速地穿过产生以发动机150和电动机MG1为惯性质量的扭转振动共振现象的转速区域。其结果是,可以构成使抑制扭转振动振幅的减振器157得到简化的结构。

另外,如按照本实施例的动力输出装置110,则在发动机150的转速 N_e 即将变为0值之前,从电动机MG1输出在发动机150的转速增加方向的抵消转矩 T_c ,所以可以抑制发动机150的转速 N_e 的下冲。其结果是,能够防止发生由于下冲而可能产生的振动和异常噪声等。

在实施例的动力输出装置110中,采用目标转速 N_{e*} 的斜率大于发动机150的转速 N_e 的自然变化的变换图(图8的变换图),并从电动机MG1输出强制性地使发动机150的转速 N_e 减小的转矩 T_{m1} ,但也可以代替图8的变换图而采用目标转速 N_{e*} 的斜率小于发动机150的转速 N_e 的自然变化的变换图,使发动机150的转速 N_e 缓慢变化。如采用这种方式,则能使发动机150的转速 N_e 缓慢地变化。

另外,还可以采用目标转速 N_{e*} 的斜率与发动机150的转速 N_e 的自然变化相同的变换图,使发动机150的转速 N_e 自然变化。在这种情况下,在使发动机150的运行停止的同时,可将电动机MG1的转矩指令值 T_{m1*} 设定为0值。在图17中举例示出这种情况的发动机停止控制程序。在该程序中,将电动机MG1的转矩指令值 T_{m1*} 设定为0值(步骤S202),同时将电动机MG2的转矩指令值 T_{m2*} 设定为转矩指令值 T_r^* (步骤S210)。因此,不必从电动机MG1输出任何转矩,所以,发动机150和电动机MG1的动能由发动机150的活塞摩擦和压缩等消耗,同时朝着使发动机150空转所需能量与使电动机MG1空转所需能量之和为最小的状态(图5共线图的状态)变化。这样,如使电动机MG1不输出任何转矩,则电动机MG1不消耗任何电力,所以能提高整个装置的能量效率。而图17的发动机停止控制程序,可以不作修改地用来进行只用电动机MG2的运行模式的处理。

在实施例的动力输出装置110中,在只用电动机MG2的运行模式中,将发动机150的目标转速 N_{e*} 设定为0值,而作为该值的阈值 N_{ref} 设定为等于或近似于0值,但也可以将只用电动机MG2的运行模式中的发动机150的目标转速 N_{e*} 设定为0以外的值,并将阈值 N_{ref} 设定为等于该值或与其近似的

值。例如,有时将发动机 150 的目标转速 N_e^* 设定为空转转速值,并将阈值 N_{ref} 设定为等于空转转速值或近似于该空转转速值。

在实施例的动力输出装置 110 中,说明了当车辆正在行驶时、即在环形齿轮轴 126 正在旋转的状态下使发动机 150 的运行停止时的发动机 150 转速 N_e 的控制,但也适用于在车辆停止时、即在环形齿轮轴 126 不旋转的状态下使发动机 150 的运行停止时的发动机 150 转速 N_e 的控制。

在实施例的动力输出装置 110 中,将电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 的设定处理和电动机 MG2 的转矩指令值 T_{m2}^* 的设定处理作为发动机停止控制程序的处理,但也可以将电动机 MG1 的转矩指令值 T_{m1}^* 的设定处理作为电动机 MG1 的控制处理的一项进行,将电动机 MG2 的转矩指令值 T_{m2}^* 的设定处理作为电动机 MG2 的控制处理的一项进行。

在实施例的动力输出装置 110 中,输出到环形齿轮轴 126 的动力,通过与环形齿轮 122 联结的动力取出齿轮 128 从电动机 MG1 和电动机 MG2 之间取出,但如图 18 的变形例的动力输出装置 110A 所示,也可以使环形齿轮轴 126 伸出后从壳体 119 取出。另外,如图 19 的变形例的动力输出装置 110B 所示,也可以从发动机 150 的侧面起按行星齿轮 120、电动机 MG2、电动机 MG1 的顺序配置。在这种情况下,恒星齿轮轴 125B 也可以不是中空的,而环形齿轮轴 126B 则必须是中空轴。如采用这种结构,则输出到环形齿轮轴 126B 的动力,可从发动机 150 与电动机 MG2 之间取出。

以下,说明本发明的第 2 实施例。第 2 实施例备有与第 1 实施例基本相同的硬件结构,但如图 20 所示,与第 1 实施例相比,其不同点在于,在发动机 150 内备有开闭定时变更机构 153。另外,控制装置 180 执行的处理内容也不相同。首先,参照图 20 说明硬件结构上的不同。

开闭定时变更机构 153,是用于调整发动机 150 的吸气阀 150a 的开闭定时的机构,其详细结构示于图 21。通常,在机构上,吸气阀 150a 由安装在吸气凸轮轴 240 上的凸轮开闭,排气阀 150b 由安装在排气凸轮轴 244 上的凸轮开闭。与吸气凸轮轴 240 联结的吸气凸轮轴·定时·齿轮 242 及与排气凸轮轴 244 联结的排气凸轮轴·定时·齿轮 246,通过定时传动带 248 与曲轴 156 联接,从而使吸气阀 150a 和排气阀 150b 能以与发动机 150 的转速对应的定时开闭。除这种通常的结构外,在开闭定时变更机构 153 中,吸气凸

轮轴·定时·齿轮 242 和吸气凸轮轴 240 通过以油压驱动的 VVT 轮 250 联结,并在 VVT 轮 250 上设有输入油压的控制阀即 OCV254。VVT 轮 250 的内部,以可借助于其油压沿轴向移动的可动活塞 252 的组件构成。而输入 VVT 轮 250 的油压由发动机油泵 256 供给。

这种开闭定时变更机构 153 的工作原理如下。EFIECU170 根据发动机 150 的运行状态决定阀的开闭定时,并输出控制 OCV254 的开闭的控制信号。其结果是使输入到 VVT 轮 250 的油压发生变化,并使可变活塞 252 沿轴向移动。在可变活塞 252 上,在相对于轴的倾斜方向刻有沟槽,所以随着上述沿轴向的移动,还发生可变活塞 252 的转动,并使与可变活塞 252 联结着的吸气凸轮轴 240 及吸气凸轮轴·定时·齿轮 242 的安装角度发生变化。于是,能改变吸气阀 150a 的开闭定时,并能改变阀体重叠度。另外,在本例中,上述 VVT 轮 250 只设在吸气凸轮轴 240 一侧,在排气凸轮轴 244 没有设置,所以阀体重叠度通过控制吸气阀的开闭定时进行控制。

其次,说明第 2 实施例的控制装置 180 的控制。图 22 是表示第 2 实施例的发动机停止时控制处理程序的流程图。该发动机停止时控制处理程序,根据车辆的行驶状态和蓄电池 194 的残余容量 SOC 对对发动机 150 要求的动力进行估计,判断是否使发动机停止,在判断后向 EFIECU170 发送指令,并在对发动机 150 的燃料喷射停止后,利用中断处理,每隔 8msec 执行本控制程序。当本程序启动时,首先进行把电动机 MG1 的当前目标转矩 STG 设定为变量 STGold 的处理(步骤 S300)、设定降低转矩 STGmn 的处理(步骤 S305)、及设定减速处理的处理时间 mntg 的处理(步骤 S310)。这里,如图 23 所示,降低转矩 STGmn 是按照环形齿轮轴 126 的转速 Nr、即车速预先设定的值。在本实施例中,将图 23 所示的关系预先存储在 ROM190b 内,按照环形齿轮轴 126 的转速 Nr 设定降低转矩 STGmn。所谓降低转矩 STGmn,是指为使燃料喷射停止后的发动机 150 的转速降低而由电动机 MG1 强制地附加在支承轴 127、进而附加在曲轴 156 上的转矩。而所谓减速处理的处理时间 mntg,则是指在后文所述的开环控制的转速减低处理中,根据计算求得的值将转速减低的比例设定为防止发生转矩冲击而进行的缓冲处理中的缓冲比例的时间。如图 24 所示,根据环形齿轮轴 126 的转速 Nr 将其设定为较小的值。环形齿轮轴 126 的转速 Nr 对应着车速,所以车速越低,应将减速处理的处理

时间 mntg 的值设定得越大,这是因为将减低转矩指令值的比例缓冲的方法,能够防止转矩冲击的发生。关于处理时间 mntg 的使用,将在开环控制(步骤 S350)中说明。

在进行了上述各变量的设定之后,接着,进行条件 1 是否成立的判断(步骤 S320)。所谓条件 1,指的是判断是否具备了可以转移到发动机停止时控制的条件,在本实施例中,是从指示停止对发动机的燃料喷射起是否经过了 300msec 的条件判断。即使指示燃料喷射停止,发动机 150 的输出转矩也不一定立即降低,所以等待 300 msec 的时间,是等到发动机 150 侧的输出转矩确实消失。而发动机 150 在此期间接受 EFIECU170 的指示,继续保持燃料切断,并控制开闭定时变更机构 153,将阀的开闭定时设定在最迟角侧。而之所以将开闭定时变更机构 153 设定在最迟角侧,是为了减小下一次起动发动机 150 时的负荷,并尽量减小拖动发动机 150 时的冲击。如不具备条件 1,则如在这之前一样,根据发动机 150 的实际转速与目标转速的偏差继续进行 PID 控制,并保持发动机 150 的转速(步骤 S330)。

另一方面,当条件 1 成立、判定可以进入发动机停止时控制时,接着,进行发动机 150 的转速 N_e 是否在规定值 N_{kn} 以上的判断(步骤 S340)。在该判断中所用的规定值 N_{kn} ,当通过执行发动机的停止时控制使发动机 150 的转速 N_e 降低时,是使后文所述的开环控制停止的条件,在本实施例中,在停车中设定为 200rpm。在行驶中如制动器解除则设定为 250rpm,在行驶中如制动器工作则设定为 350rpm。这些转速,是在实际的控制中,作为可以进行控制使发动机 150 的转速不发生下冲的转速,通过试验确定。

当判定发动机的转速 N_e 大于规定值 N_{kn} 时,接着执行通过开环控制使发动机的转速减低的处理(步骤 S350)。关于该处理,将在后面用图 25 详细说明。这里,以对发动机停止时控制的总体的理解为优先,继续说明图 22 的发动机停止时控制处理程序。通过执行采用开环控制的发动机转速的减低处理,使发动机 150 的转速 N_e 逐渐降低。当发动机 150 的转速 N_e 降低到规定值 N_{kn} 以下时,进行当前目标转矩 STG 是否近似为 0 值的判断(步骤 S360)。如目标转矩 STG 不是近似为 0 值,则进行用于防止发动机 150 的转速下冲的处理(步骤 S370)。

在上述任何一项处理(步骤 S330、S350 ~ S370)之后,都要进行上下限

的限程处理(步骤 S380), 然后, 进行将在上述步骤中计算并进行了限程处理的控制用目标转矩 ttg 设定为新的目标转矩 STG 的处理(步骤 S390), 并结束本程序。所谓上下限的限程处理, 指的是当计算出的目标转矩 ttg 偏离电动机 MG1 的额定值时, 或超过从蓄电池 194 的残余容量估计的可能转矩时, 将其限制在额定值以内或可能的转矩范围内的处理。

通过反复执行以上说明的处理, 简略地说, 对发动机 150 的转速进行如下的控制。首先, 从停止对发动机 150 的燃料供给到经过 300msec 之前, 通过通常的 PID 控制进行将发动机的转速保持在目标转速的控制(步骤 S320、S330), 在经过 300msec 后, 切换为开环控制, 从电动机 MG1 对发动机 150 的输出轴即曲轴 156 等附加与旋转方向反向的转矩, 并将发动机 150 的转速减低到规定的减速度范围内。在图 27 的区间 A 中示出了这种情况。当发动机 150 的转速 N_e 降低到规定值 N_{kn} 时, 结束开环控制, 并接着执行下冲防止处理(步骤 S320、S340、S360、S370)。这时, 将目标转矩的大小减小, 使其逐渐接近 0 值。在图 27 的区间 B 中示出了这种情况。

下面, 用图 25 详细说明步骤 S350 的开环控制。当起动开环控制处理程序时, 首先判断车辆是在停车中还是在行驶中(步骤 S351)。如判断车辆是在行驶中, 则采用在发动机停止时控制中设定的控制开始时刻的目标转矩 $STGold$ 和降低转矩 $STGmn$ 进行减速处理, 并进行求取临时目标转矩 ttg (步骤 S352)。这时的减速时间采用按车速预先设定的处理时间 $nmtg$ (参照图 22 步骤 S310 和图 24)。所谓减速处理, 是在数学上的积分处理, 但如本实施例所示, 当通过在规定的时间间隔内执行的实现时, 大多数是通过对当前值和目标值取加权平均值实现。在本实施例中, 对每个处理时间 $nmtg$ 进行加权平均处理, 并将在该情况下赋予当前值的加权系数设定为对目标值的加权系数的 $1/16$ 左右。在进入通过开环控制使发动机 150 停止的处理的时刻, 由于目标转矩 STG 在这之前通过 PID 控制(图 22 步骤 S330)保持在规定值, 所以, 所谓的进行减速处理, 不是使进入发动机停止时控制之后的目标转矩突然变为降低转矩 $STNmn$, 而是慢慢地进行设定, 使临时目标转矩值 ttg 趋向根据图 23 设定的降低转矩 $STGmn$ 。减速处理的处理时间 $nmtg$, 由于车速越低设定的值越大, 所以车速越低, 临时目标转矩 ttg 越是缓慢地趋向降低转矩 $STGmn$ 。

另一方面,当判断车辆是在停车中时(步骤 S351),由于没有必要根据车速设定减速处理时间,所以将处理时间设定为固定值(在本实施例中为 128msec),并进行同样的减速处理(步骤 S353)。但是,停车中的这种处理,代替根据车速设定降低转矩 STGmn 的方式,采用在固定的降低转矩上加上目标转矩的学习值 stgkg 后的值,在这一点上与行驶中的减速处理(步骤 S352)不同。在步骤 S353 中,在当前目标转矩 STGold 与 $(-14+stgkg)-STGold$ 之间进行减速处理。在行驶中的情况下,发动机 150 停止时的转矩冲击,并不那么明显,与此相反,在停车中因发动机停止造成的转矩冲击,就很容易感觉到。因此,停车中的目标值的减低过程,应能预先通过学习,尽可能地以无下冲的方式使发动机 150 停止。关于学习值 stgkg 的学习方法,将在后文中说明。

在按规定时间间隔反复进行这种处理后,根据减速处理的处理时间慢慢地设定临时目标转矩 ttg,使其趋近于降低转矩 STGmn。临时目标转矩 ttg 与降低转矩 STGmn 一致后,电动机 MG1 输出的转矩大体上保持一定。

在进行了以上的行驶中减速处理或停车中减速处理后,进行以下的条件 2 是否成立的判断(步骤 S354)。所谓条件 2 的判断,是指以下的条件是否全部成立的判断。

- ① 发动机 150 的转速在 400rpm 以下,
- ② 在停车中,
- ③ 学习值 stgkg 尚未更新($Xstg \neq 1$)。

如果以上 3 个条件的任何一个都不成立,则什么都不进行而转移到「NEXT」,暂时结束本程序。另一方面,如果为上述 3 个条件全部成立的状态,则进行计算旋转减速度 ΔN 的处理(步骤 S355)。

旋转减速度 ΔN , 定义为当前转速与上一次检测转速时的转速的偏差。在本实施例中,转速 Ne 的检测本身,每隔 16msec 进行一次。接着,判断该旋转减速度 ΔN 的值是否进入 -54 到 -44 的范围(步骤 S356)。如旋转减速度 ΔN 进入该范围,则什么都不进行,而转移到「NEXT」,暂时结束本程序。另一方面,当判定旋转减速度 ΔN 的值大于 -44 时,进行将临时学习值 tstg 的值减 1 的处理(步骤 S357),当旋转减速度 ΔN 的值小于 -54 时,进行将临时学习值 tstg 的值加 1 的处理(步骤 S358)。即,检查图 27 区间 A 的发动机转速

Ne 的减速程度, 并为了将其反映到在下一次发动机停止时控制中决定停车中的降低转矩时的学习值 stgkg 内, 而对临时学习值 tstg 进行增减。如减速的比例小, 则将与降低转矩的目标值相当的数值(步骤 S353 中的 $(-14 + \text{stgkg}) - \text{STGold}$) 的绝对值增大(符号为-), 如减速的比例大, 则将该绝对值减小。其结果是, 通过学习控制, 可将发动机停止时的发动机 150 的转速 Ne 降低的比例调整到适当的范围(从 $-54\text{Nm}/16\text{msec}$ 到 $-44\text{Nm}/16\text{msec}$)。

接着, 进行使临时学习值 tstg 进入预先设定的上下限值以内的限程处理, 另外, 还进行将表示进行学习标志 Xstg 的值设定为 1 的处理(步骤 S359)。这里, 之所以不是直接设定学习值 stgkg 而是设定临时的学习值 tstg, 是为了在反复执行本程序后, 就不必每次都变更执行中的减速处理的学习值了。所学习到的学习值 stgkg, 在执行下一次的发动机停止时控制时开始使用。

以上说明的开环控制处理程序, 从停止对发动机 150 的燃料供给起经过了 300msec 后执行, 使从电动机 MG1 附加在发动机 150 输出轴上的转矩(转矩的符号为负, 即附加与输出轴旋转方向反向的转矩)的大小逐渐增大并趋向于在停车中或行驶中确定的最终转矩值。当发动机 150 的转速 Ne 逐渐减低(图 27 区间 A) 并当其转速降低到 400rpm 以下时, 如车辆正在停车, 则根据在该期间的旋转减速度 ΔN 的大小进行学习值 stgkg 的学习。

当发动机 150 的转速 Ne 逐渐减低并接近小于规定值 Nkn 时, 取代上述的开环控制处理, 而执行下冲防止处理(图 22 步骤 S370)。一面参照图 26 一面说明该下冲防止处理。当开始执行下冲防止处理程序时, 首先, 根据下式进行求取临时目标转矩 ttg 的处理(步骤 S371)。

$$\text{ttg} = \text{STGold} + 2[\text{Nm}]$$

然后, 进行求得的临时目标转矩 ttg 的值是否在 -2 以下的判断(步骤 S372), 如 $\text{ttg} > -2$, 则进行将临时目标转矩 ttg 的值设定为 -2 的处理(步骤 S373)。即, 通过步骤 S372、S373 的处理, 将临时目标转矩 ttg 的值限制在 -2, 作为其上限。

通过执行这样的处理, 将在这之前用于减低发动机 150 输出轴转速 Ne 的转矩的大小, 逐渐减小到不超过 $-2[\text{Nm}]$ 的范围内。通过根据上式进行的变更临时目标转矩 ttg 的处理, 可将在使发动机 150 输出轴的转速 Ne 减低的

方向施加的转矩的大小,每隔 8msec 的中断处理时间间隔减低-2 [Nm],并逐渐接近 0 值。

在上述步骤 S372 或步骤 S373 的处理之后,进行发动机 150 的转速 Ne 是否降低到小于 40rpm 的判断(步骤 S374)。如发动机 150 的转速 Ne 降低到小于 40rpm,则可判定已经不需要对发动机 150 的输出轴附加制动方向的转矩,并进行将临时目标转矩 ttg 的值设定为 0 的处理(步骤 S375)。

然后,进行条件 3 是否成立的判断(步骤 S376)。所谓条件 3 成立的状态是指以下情况:

- ① 车辆在停车中,且
- ② 进行着学习值的学习 (Xstg=1)。

如上述条件 3 不成立,则转移到「NEXT」,暂时结束本程序。另一方面,如上述条件 3 成立,则进行将临时学习值 tstg 设定为学习值 stgkg 的处理(步骤 S377)及学习后将标志 Xstg 的值复位为 0 的处理(步骤 S378)。在这些处理之后,结束本程序。

其结果是,如进行该下冲防止处理,则附加在发动机 150 输出轴上的转矩大小,如图 27 区间 B 所示,向着-2 值减小,并当转速 Ne 小于 40rpm 时,设定为 0 值。因此,发动机 150 的转速 Ne 不会发生降低到 0 值以下的现象(下冲)。

如按照以上说明的第 2 实施例,则

(1) 在存在着应使发动机 150 继续运行的要求期间,可通过 PID 控制将发动机 150 的转速 Ne 保持在目标转速上。

(2) 当已没有应使发动机 150 继续运行的要求时,由 EFIECU170 停止对发动机 150 的燃料供给,并在经过了 300msec 之后,通过开环控制,由电动机 MG1 在发动机 150 的输出轴即曲轴 156 所连接的支承轴 127 上附加与旋转方向反向的转矩。这时,不是根据发动机 150 的转速 Ne 与目标转速(0)的偏差对电动机 MG1 的目标转矩进行反馈控制,而是由预定的算法决定目标转矩。在上述实施例中,如图 27 所示,进行设定,使目标转矩的大小以规定的比例逐渐增大。通过进行这样的控制,当发动机 150 停止时,不会在与其旋转方向相反的方向上急剧地附加过大的转矩,因而不会发生转矩冲击,其驱动性能不会恶化。此外,如图 27 所示,在减速处理结束后,与旋转方向反向的转

矩,继续附加规定大小的转矩,所以其反力矩也保持一定,驱动性能进一步提高。

(3) 通过由电动机 MG1 附加与转速反向的转矩,使发动机 150 输出轴的转速以规定的减速度(在本实施例中,约为 $-50\text{rpm}/16\text{msec}$)降低。由于该减速度设定为在输出轴上不发生扭转振动的范围,所以在通过减振器 157 联结的曲轴 156 和支承轴 127 上不会发生扭转振动。

(4) 发动机 150 的转速降低到规定转速(在本实施例中为 400rpm) 以下时,如果车辆在停车中,则从减速度状态进行学习,以便使下一次发动机停止时控制中的减速度引入预定范围。

(5) 当发动机 150 的转速 N_e 进一步降低并达到规定值(在本实施例中为 $200\text{rpm} \sim 350\text{rpm}$) 以下时,进行控制,使这时由电动机 NG1 附加的转矩的大小以规定的比例向 0 值逐渐减低,从而不使发动机 150 输出轴的转速 N_e 变到 0 值以下,即不会使曲轴 156 反向转动。曲轴 156 大多数是以不进行反向转动为前提设计的,例如,如曲轴 156 反向转动时,则在开闭定时变更机构 153 中有可能发生所谓的喷油提前角锁定的现象。在本实施例中,在发动机 150 的转速降低后,使附加在发动机输出轴上的转矩的大小减小,当进一步降低到 40rpm 以下时,则使附加转矩的值为 0,从而可靠地防止曲轴 156 的反向转动。

(6) 作为执行本控制时的判断基准的规定值 N_{kn} ,如车辆在停车中则设定为 200rpm ,如在行驶中则设定为 250rpm ,如在行驶中且制动器工作时,设定为 350rpm 。因此,不管车辆的行驶状态如何,都能使在发动机 150 输出轴上施加的在减低转速方向上的力基本保持一定,因而尽管是开环控制,但仍能对发动机 150 的转速进行控制,使其平稳地趋向 0 值。

在第 1、第 2 实施例的动力输出装置 110 及其变形例中,假定应用于 FR 型或 FF 型的 2 轮驱动车辆,但如图 28 的变形例动力输出装置 110C 所示,也可以应用于 4 轮驱动车辆。在该结构中,将联结于环形齿轮轴 126 的电动机 MG2 与环形齿轮轴 126 分离,独立地配置在车辆的后轮部,并由该电动机 MG2 驱动后轮部的驱动轮 117、119。另一方面,环形齿轮轴 126 通过动力取出齿轮 128 及动力传动齿轮 111 与差动齿轮 114 联结,并用于驱动前轮部的驱动轮 116、118。即使是在这种结构下,也能执行上述图 7 或图 22 的发动

机停止控制程序。

在实施例的动力输出装置 110 中,电动机 MG1 和电动机 MG2 采用了 PM 式(永磁式)同步电动机,但只要既能进行再生动作又能进行动力驱动动作,则也可以采用其他型式的电动机,如 VR 式(变磁阻式)同步电动机、微调电动机、直流电动机、感应电动机、超导电动机、或步进电动机等。

另外,在实施例的动力输出装置 110 中,作为第 1 和第 2 驱动电路 191、192,采用了晶体管倒相器,但此外还可以采用 IGBT(绝缘栅双极式晶体管)倒相器、晶闸管倒相器、电压 PWM(脉宽调制)倒相器、方波倒相器(电压式倒相器、电流式倒相器)、或谐振倒相器等。

另外,作为蓄电池 194,可采用 Pb 蓄电池、NiMH 蓄电池、Li 蓄电池等,但也可以采用电容器代替蓄电池 194。

在实施例的动力输出装置 110 中,发动机 150 的曲轴 156 通过减振器 157 及行星齿轮 120 与电动机 MG1 联接,并当发动机 150 的运行停止时,从电动机 MG1 通过行星齿轮 120 输出转矩,从而对发动机 150 转速 N_e 的变化进行调整,但也可以象图 29 所示变形例的动力输出装置 310 那样,将发动机 EG 的曲轴 CS 通过减振器 DNP 与电动机 MG 的旋转轴 RS 直接联接,并在发动机 EG 停止运行时利用电动机 MG 调整发动机 EG 的转速 N_e 的变化。即使在这样的结构中,也能取得与实施例的动力输出装置 110 相同的效果。另外,在上述实施例中,电动机 MG1、MG2 都是相对于进行动力交换的轴同轴配置,但通过齿轮联结更为简便,只要根据设计上的要求确定相对于进行动力交换的轴的配置即可。

以上,说明了本实施例的实施形态,但本发明在任何意义上都不限定于这些实施形态,在不脱离本发明的实质的范围内,当然可以按各种形态实施,例如,将实施例的动力输出装置安装在船舶、飞机等交通工具或其他产业机械中的形态等。

图 1

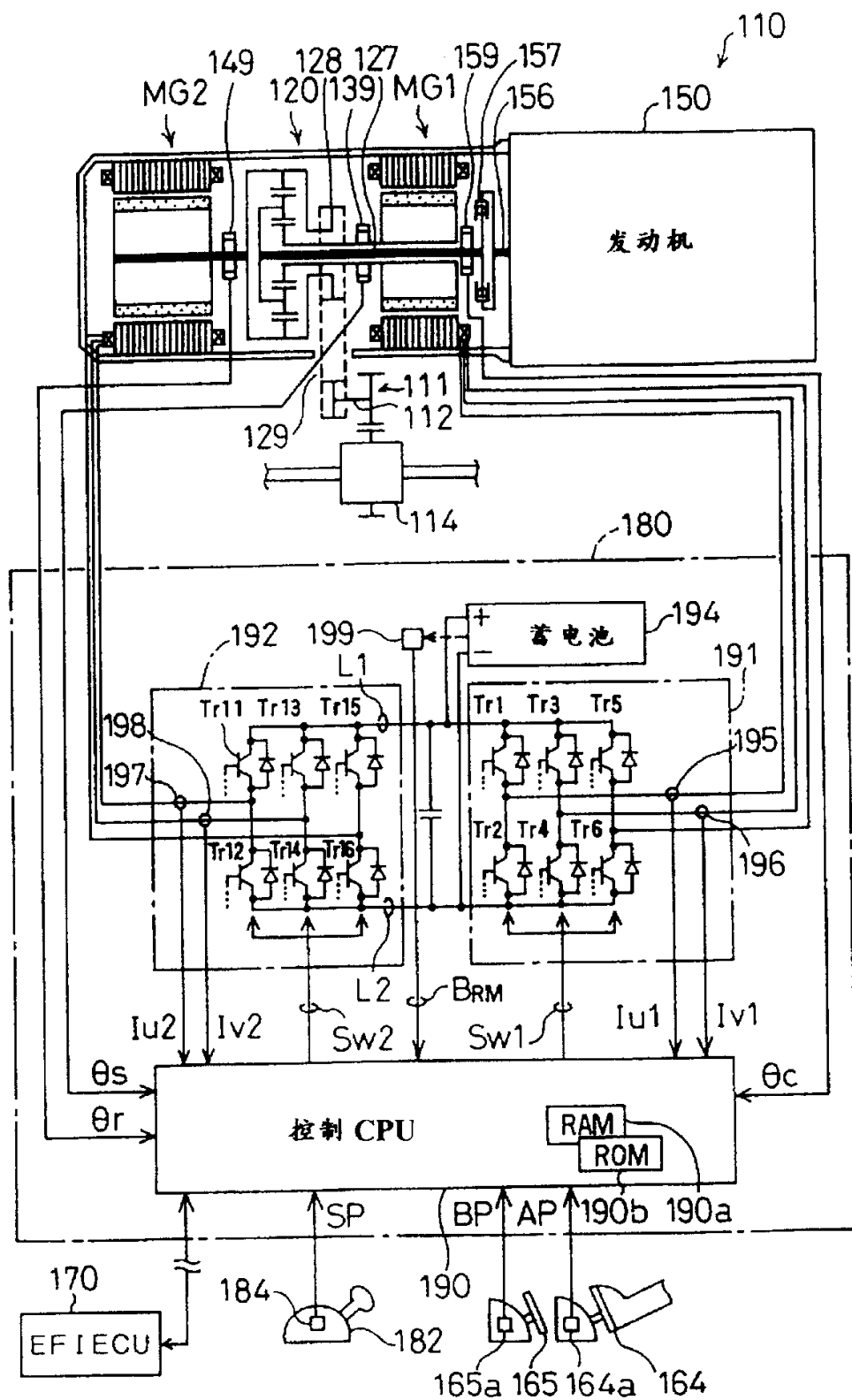


图 2

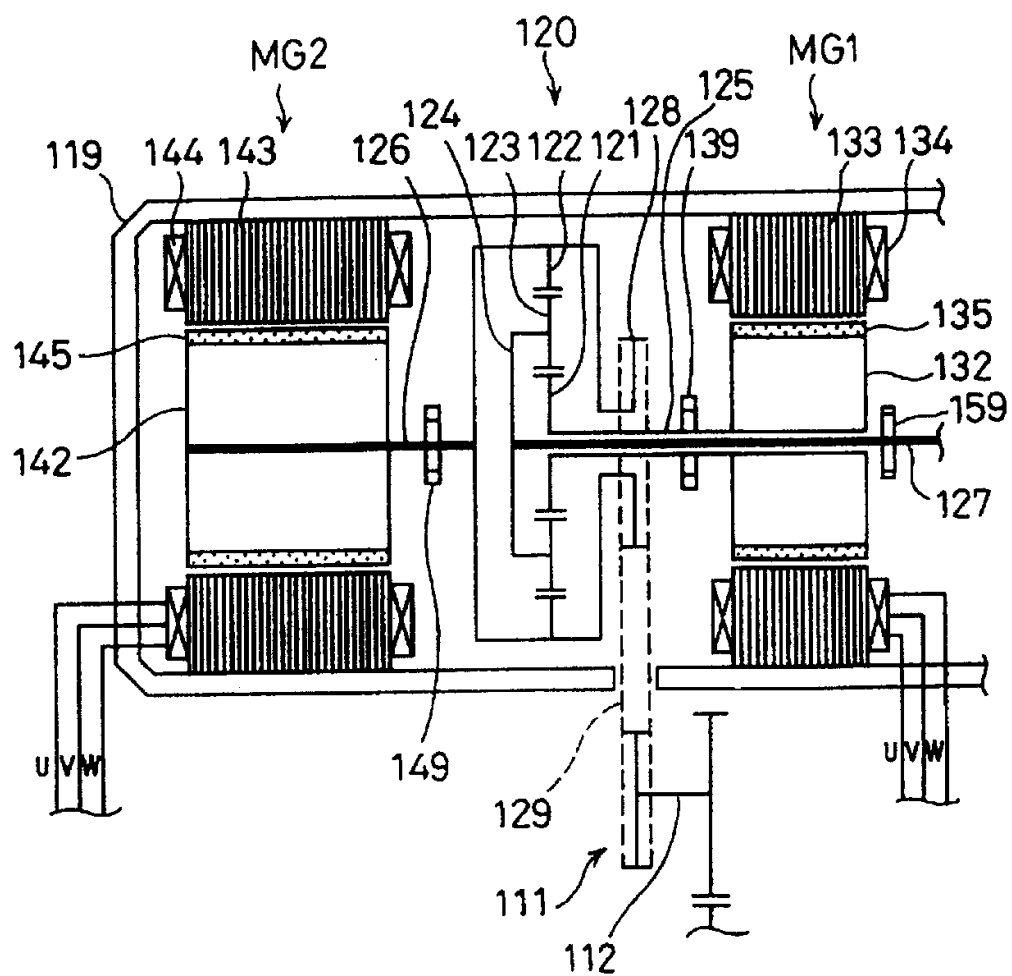


图 3

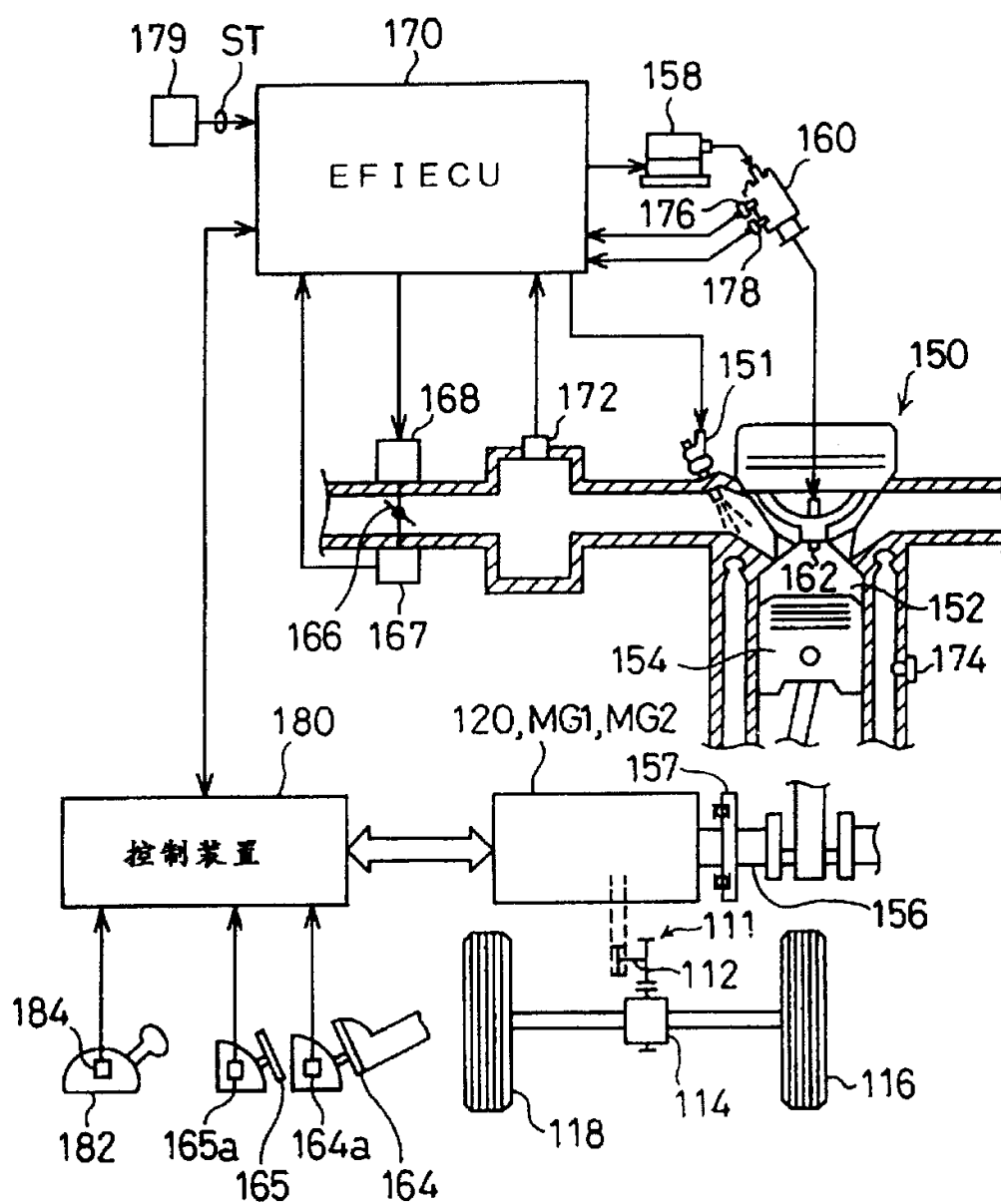


图. 4

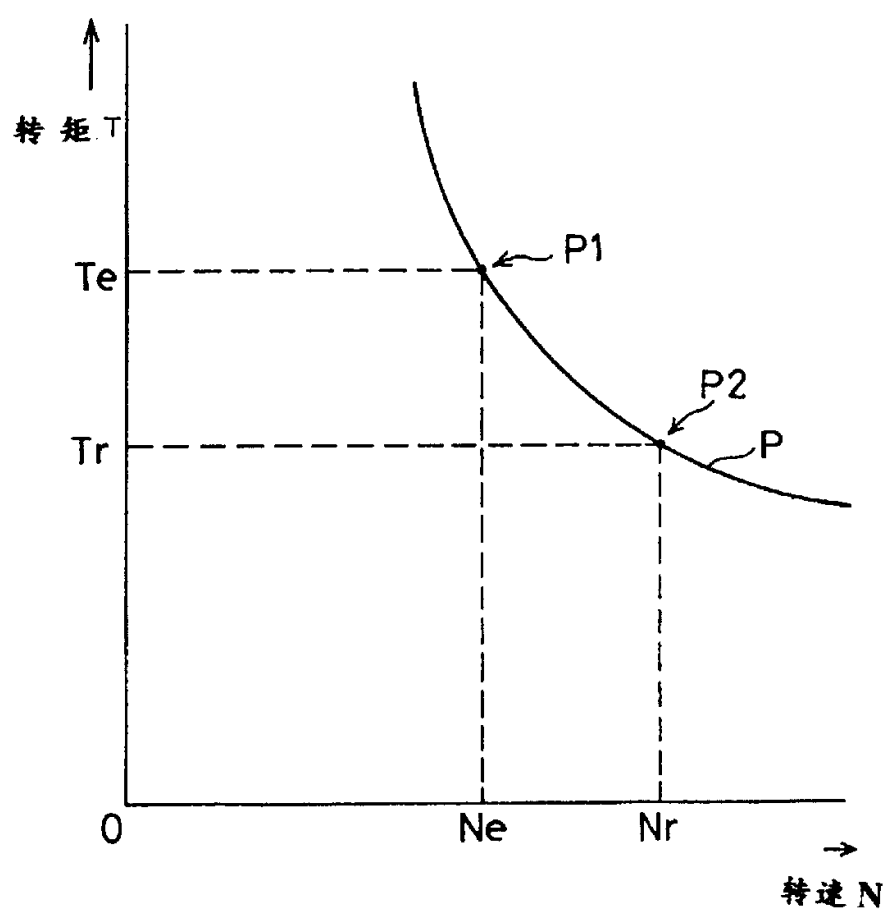


图 5

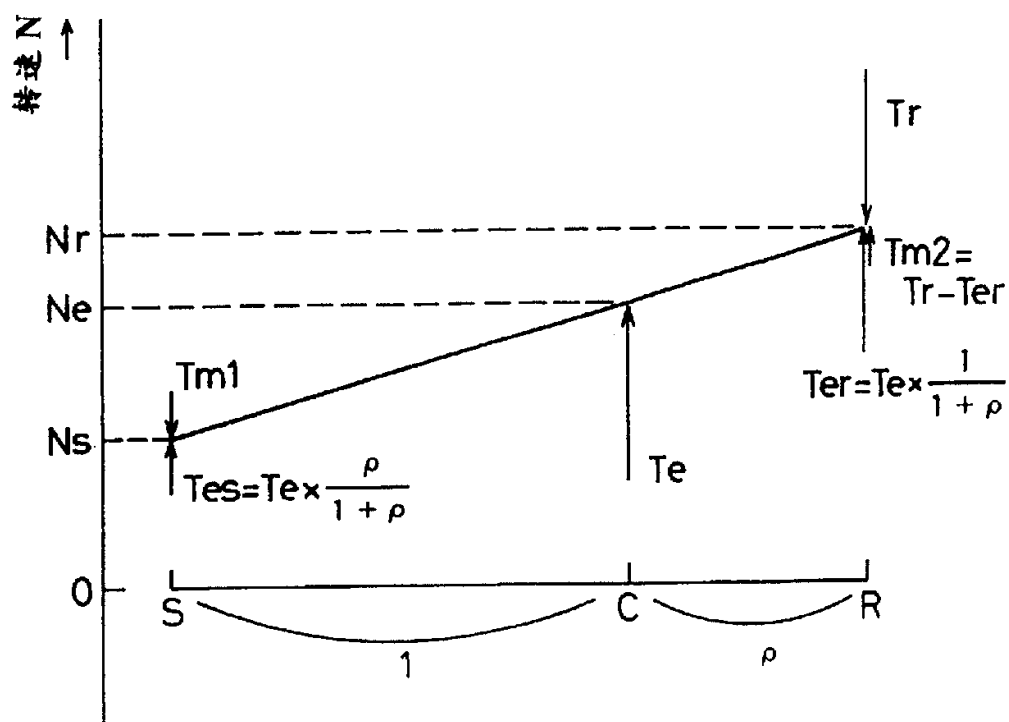


图 6

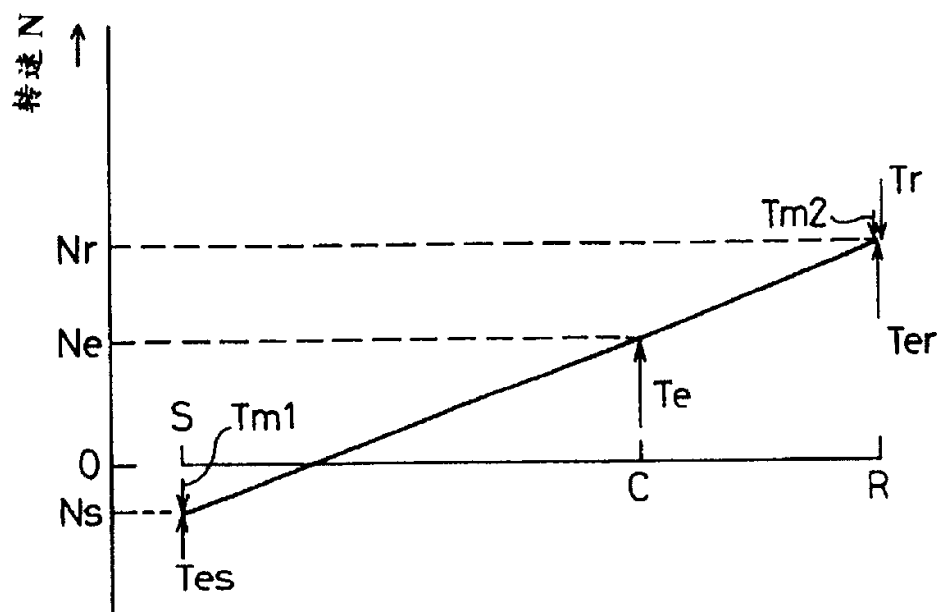


图 7

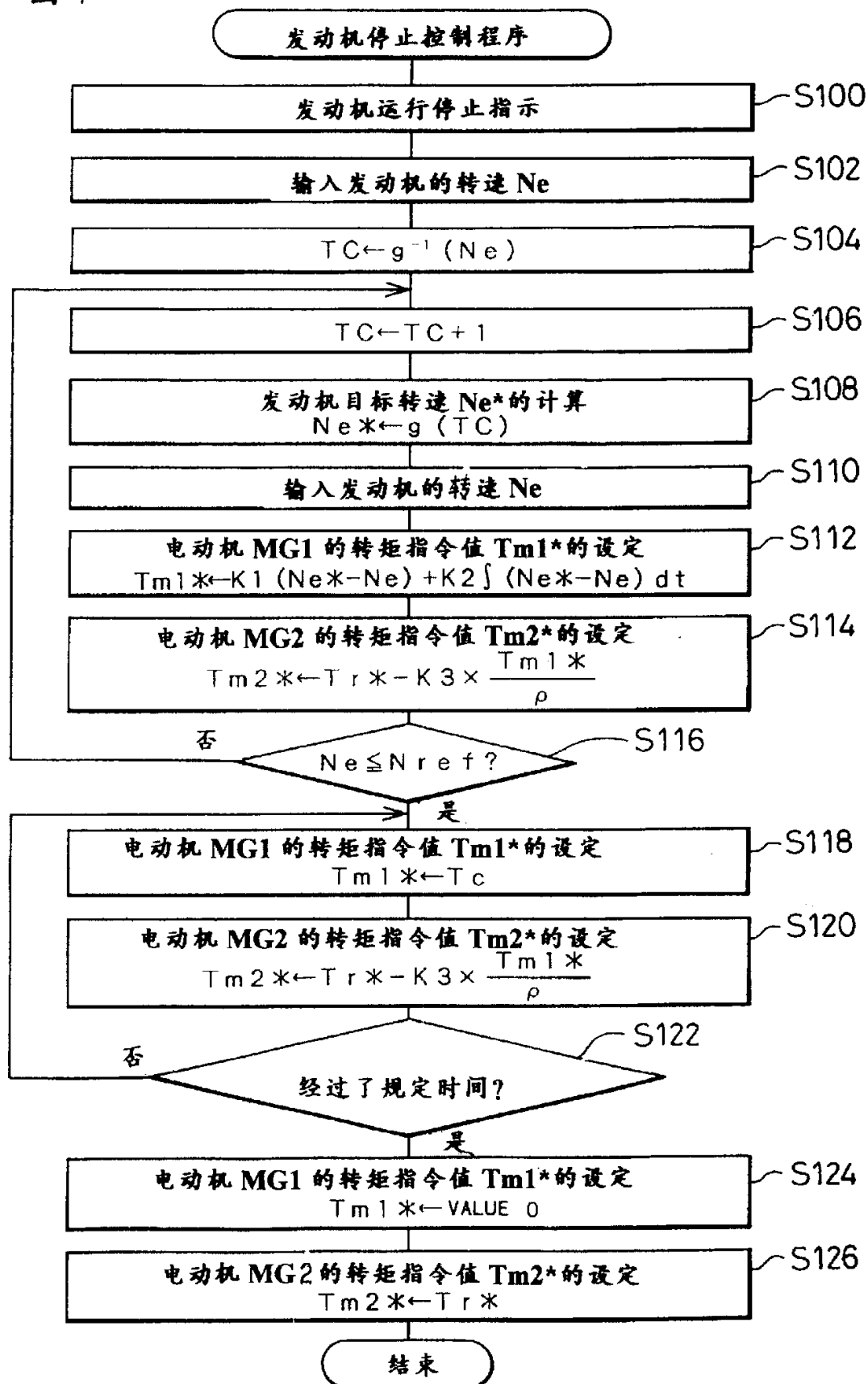


图 8

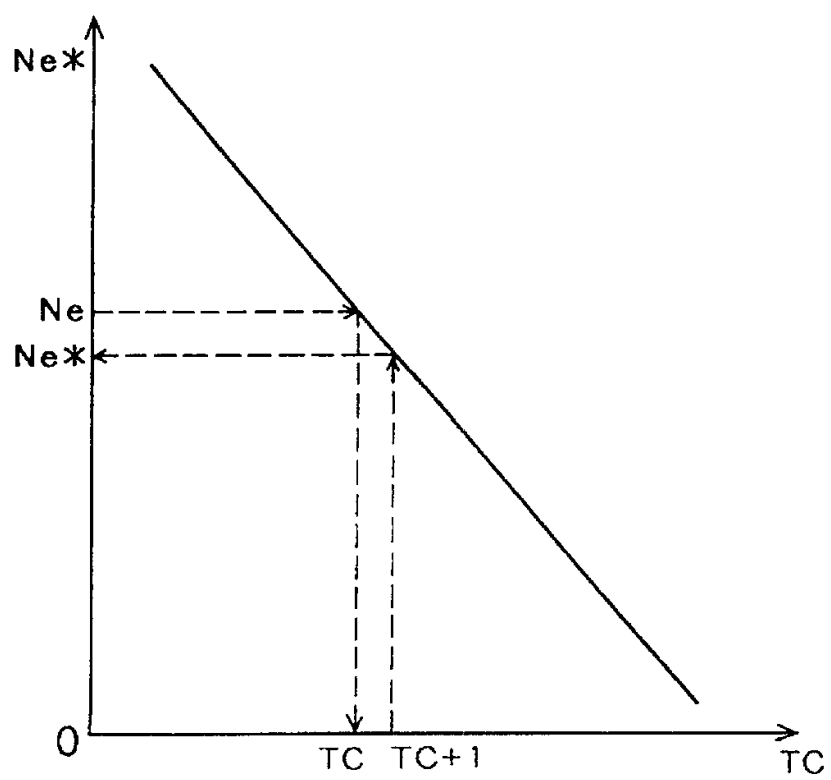


图 9

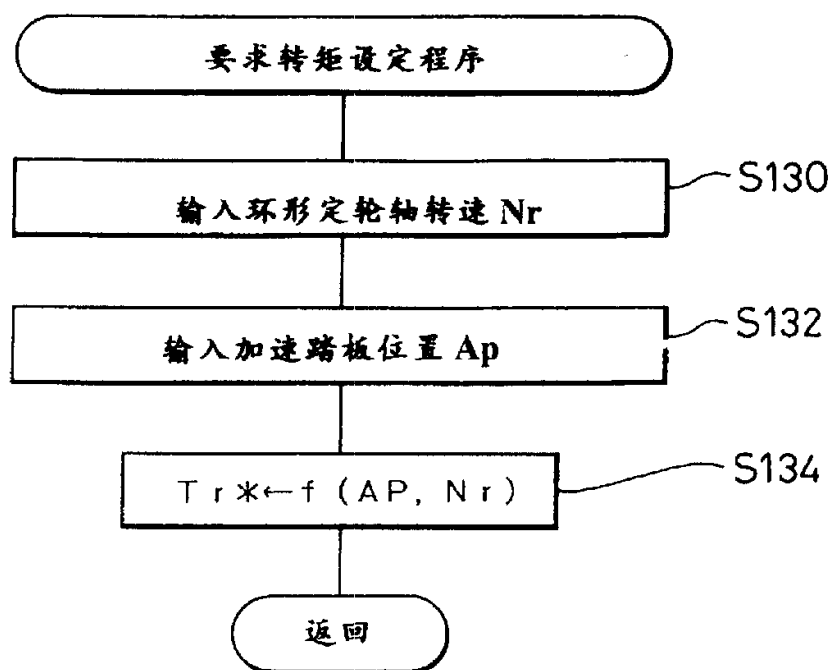


图 10

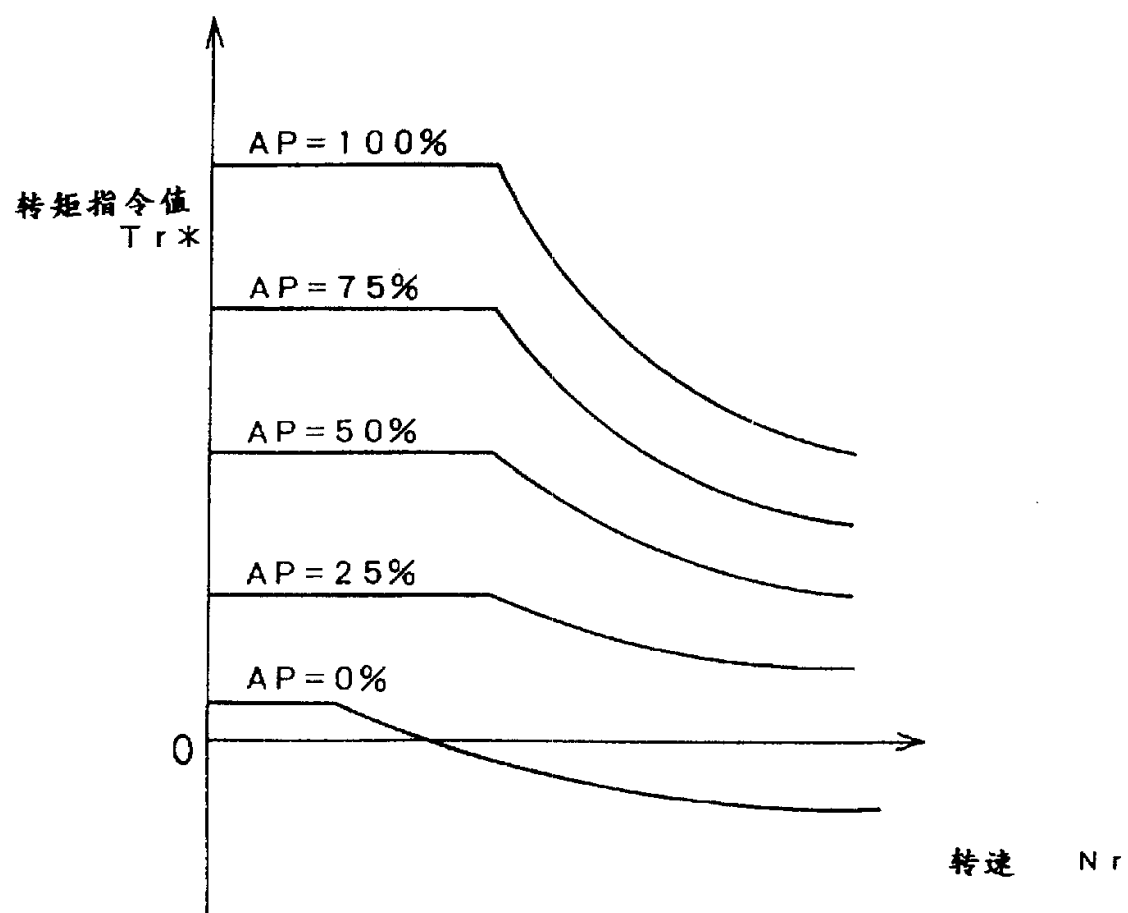


图 11

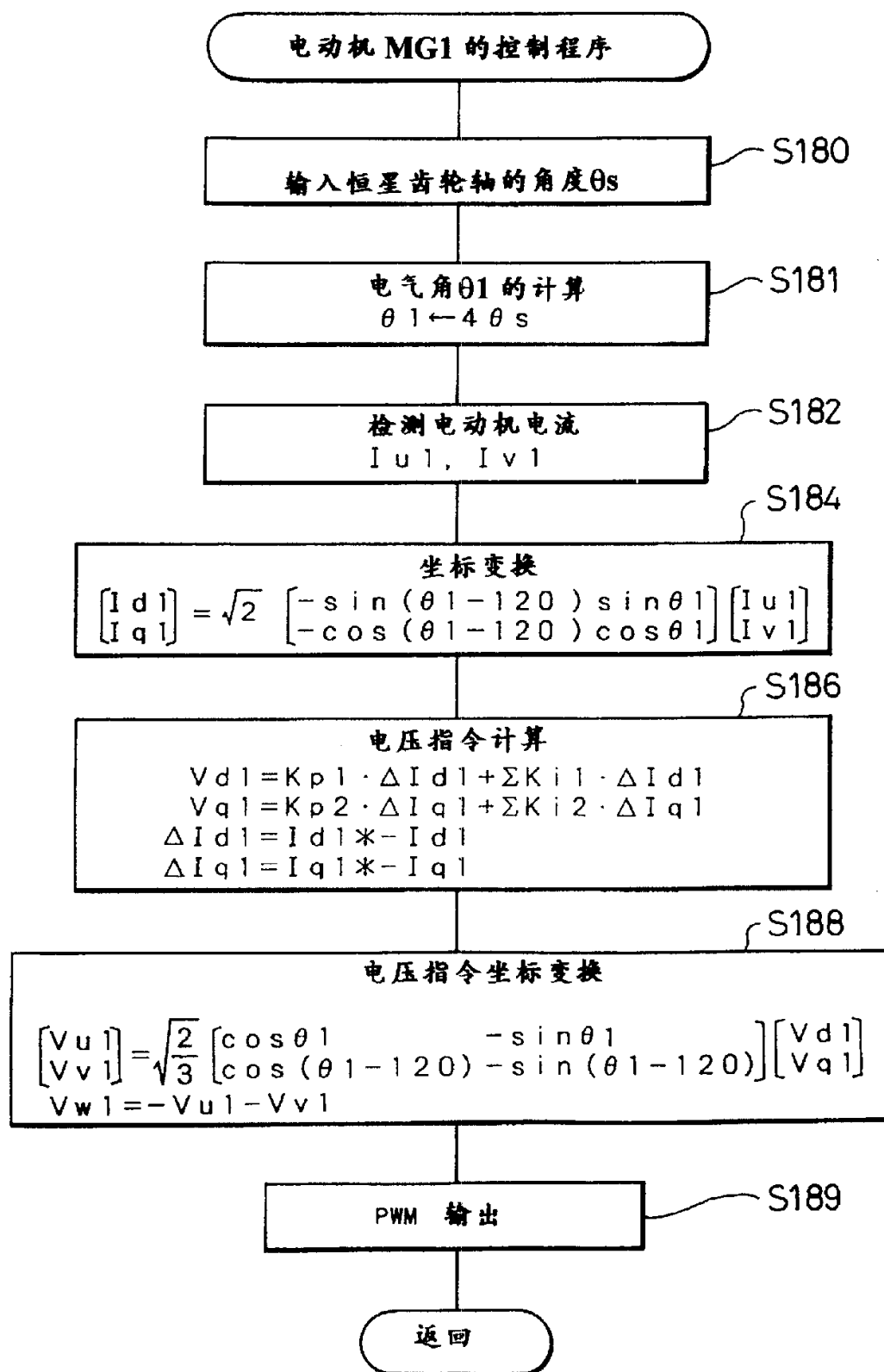


图 12

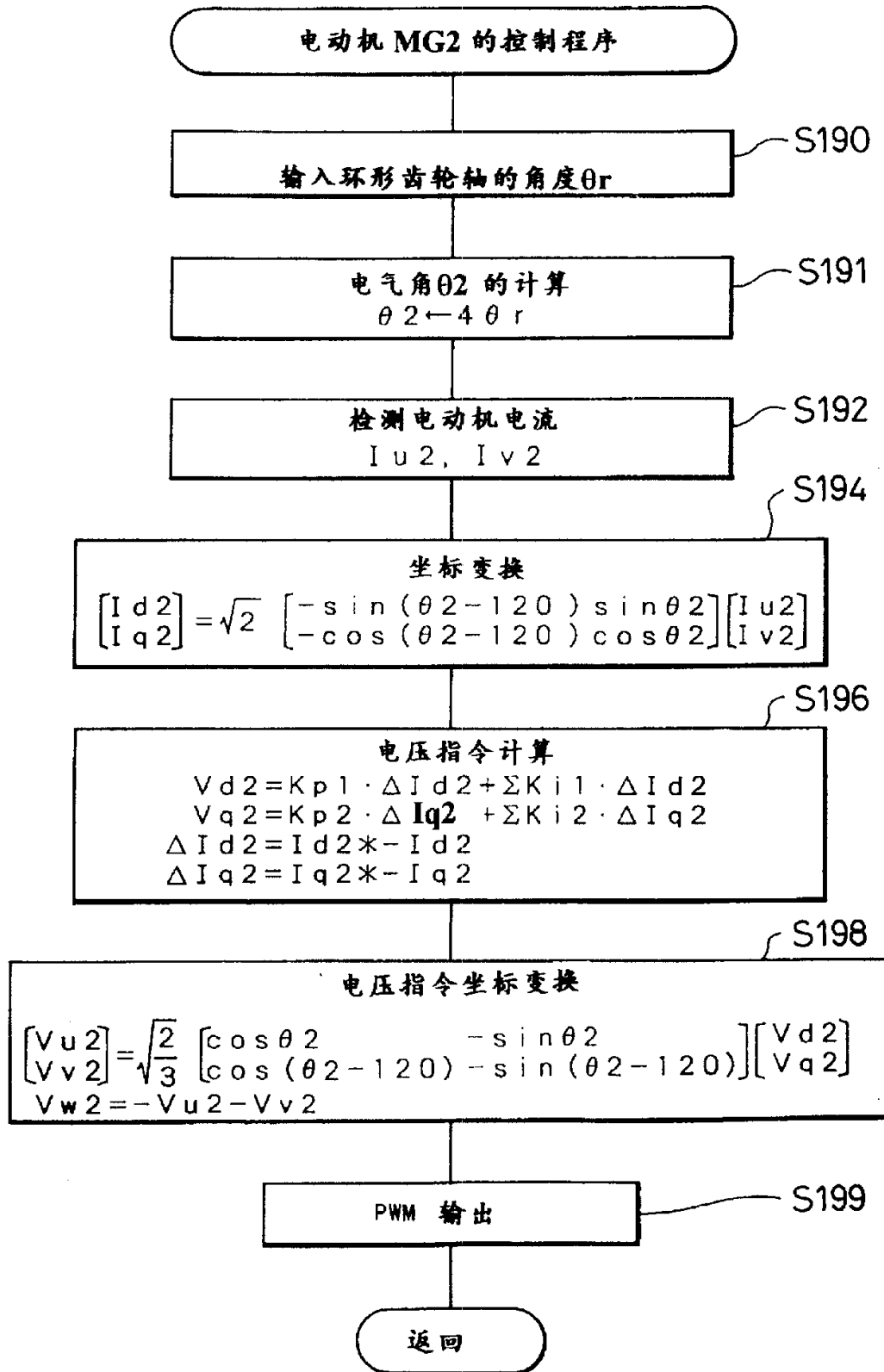


图 13

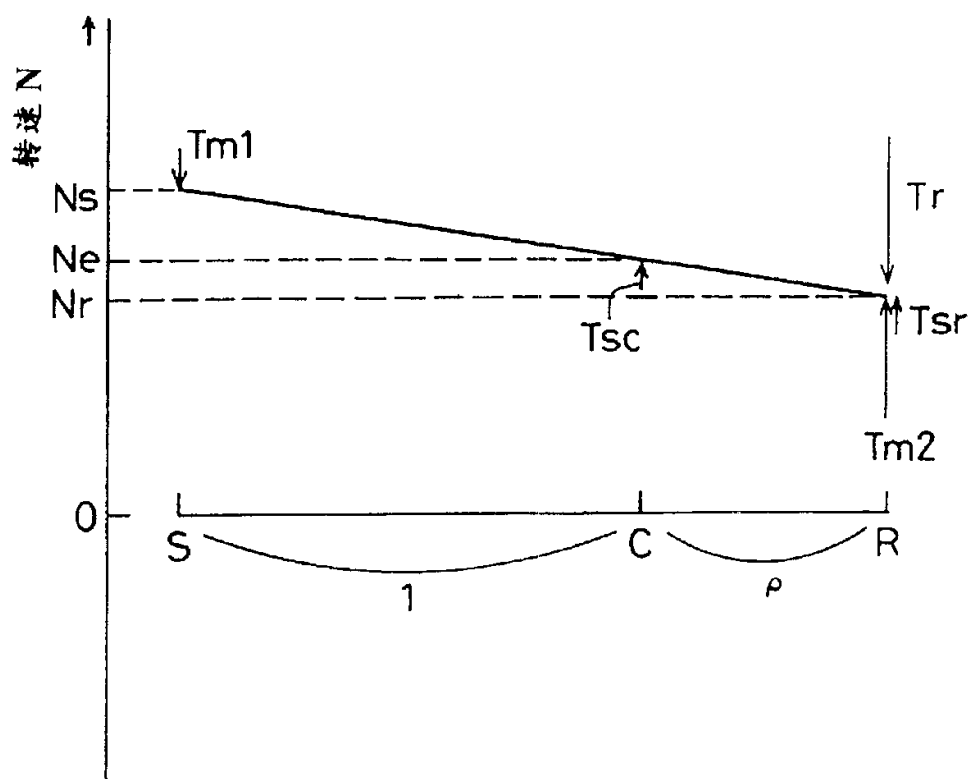


图 14

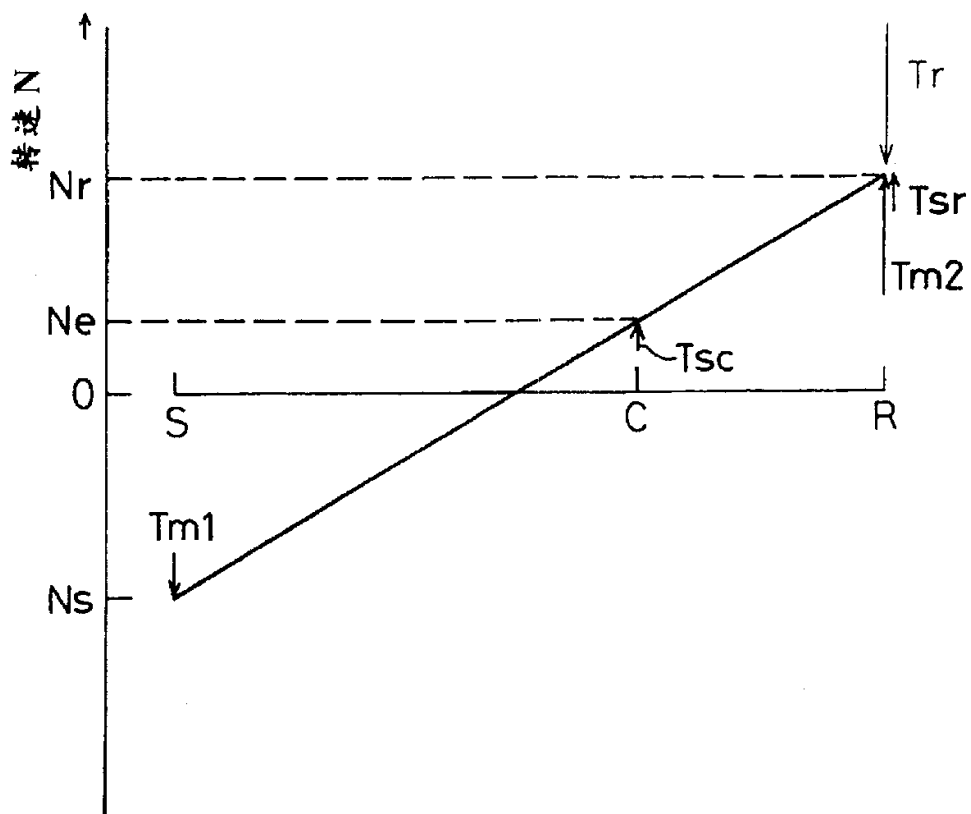


图 15

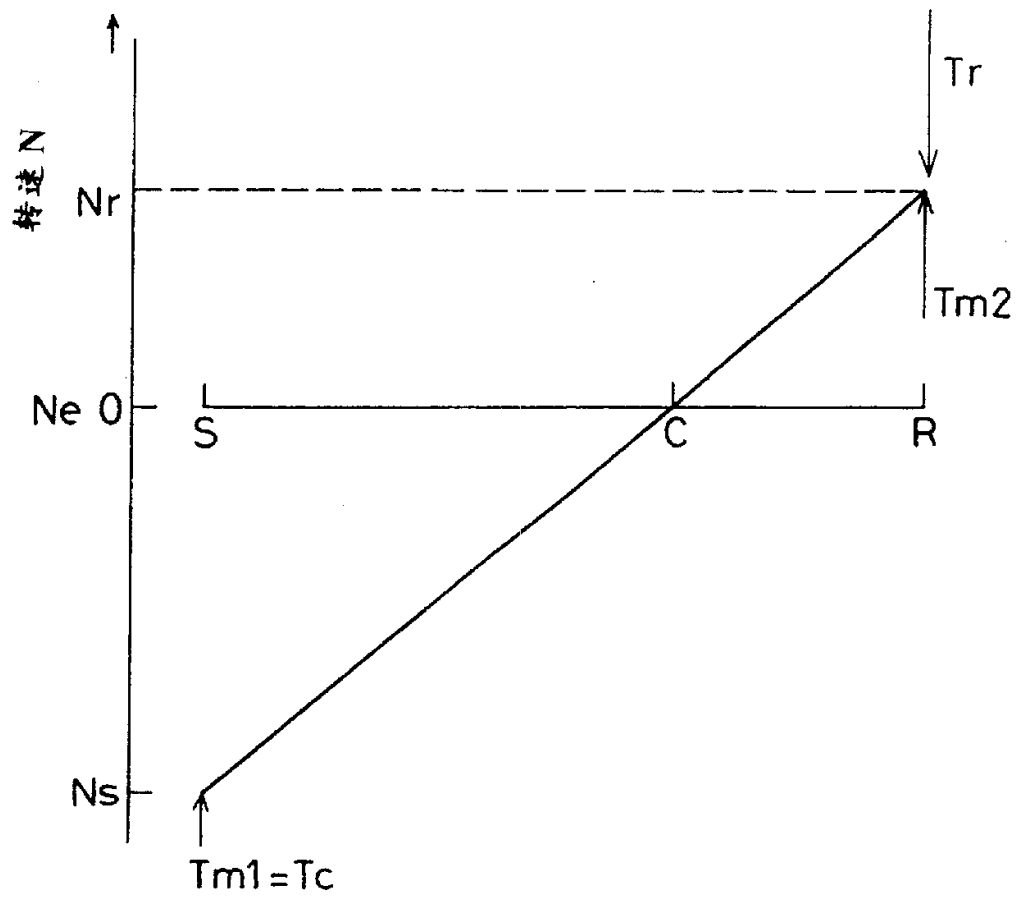


图 16

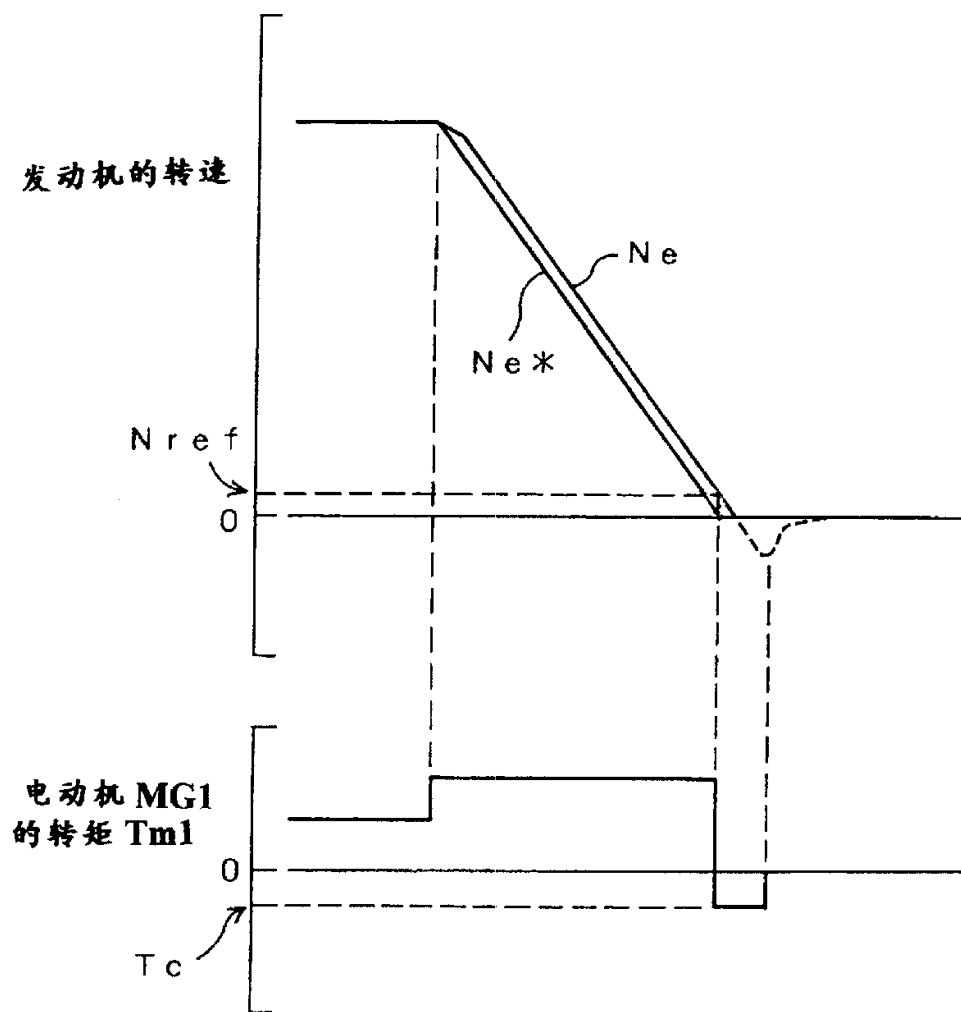


图 17

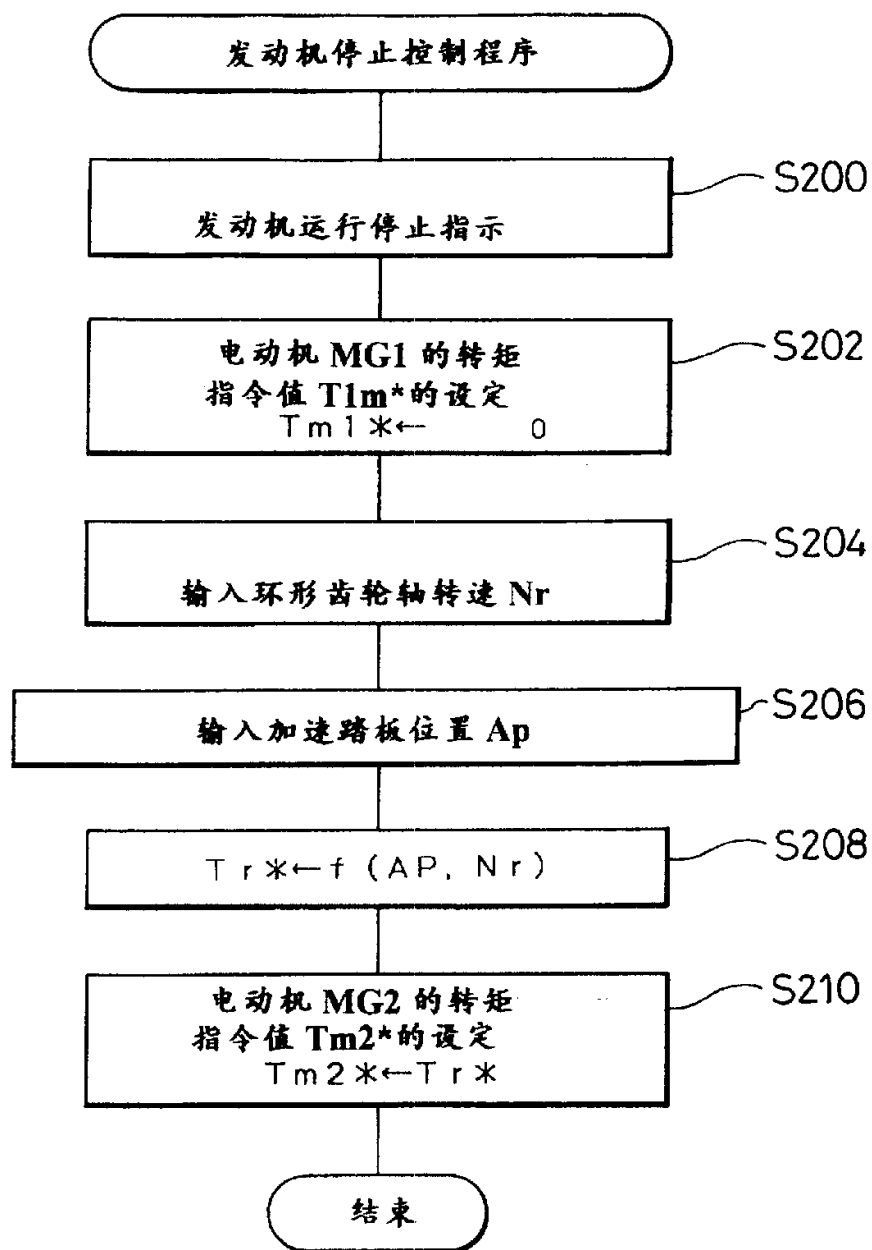


图 18

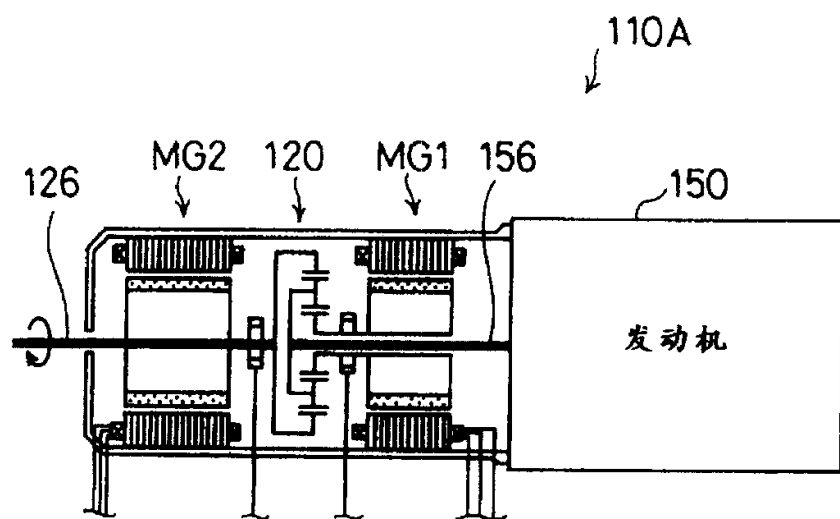


图 19

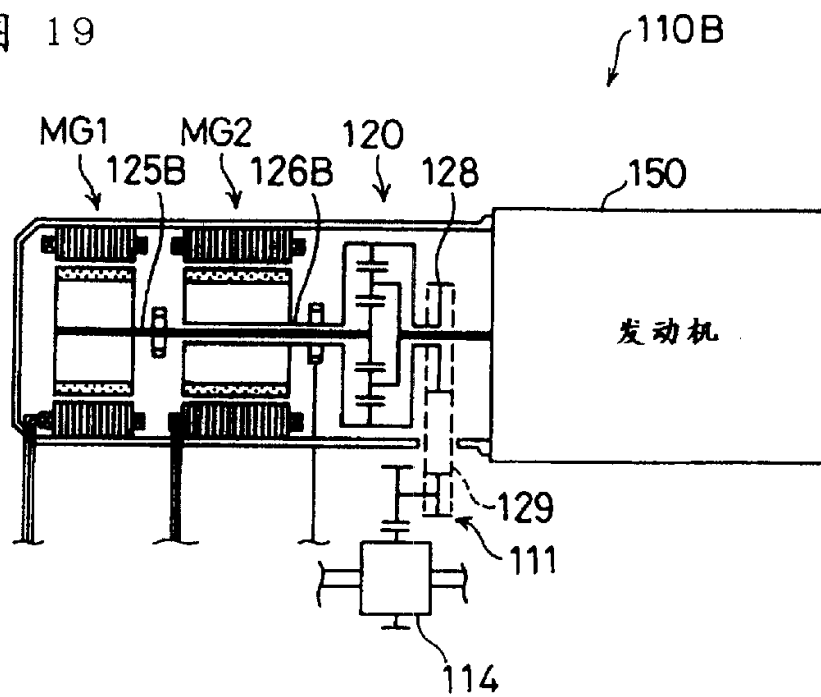


图 20

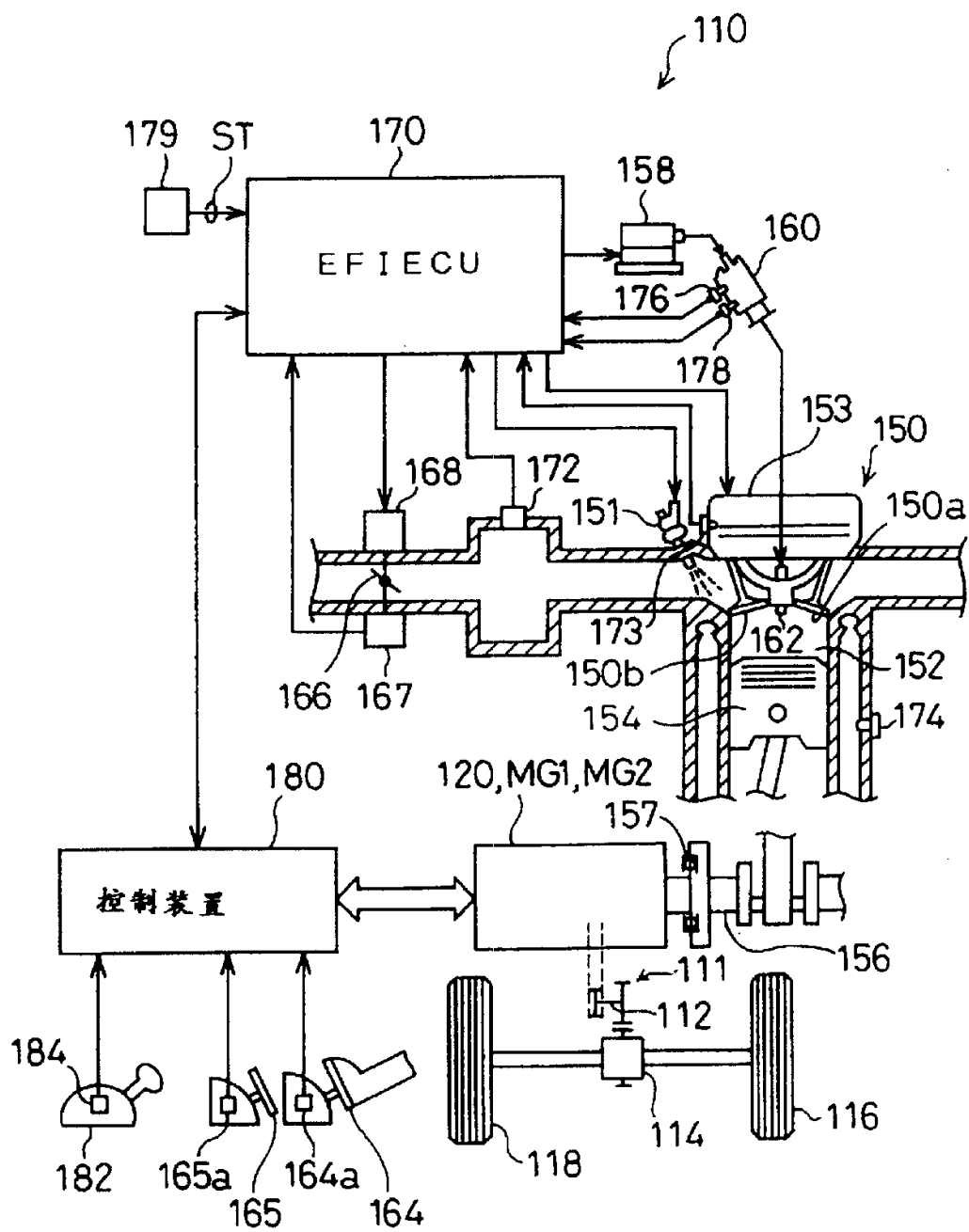


图 21

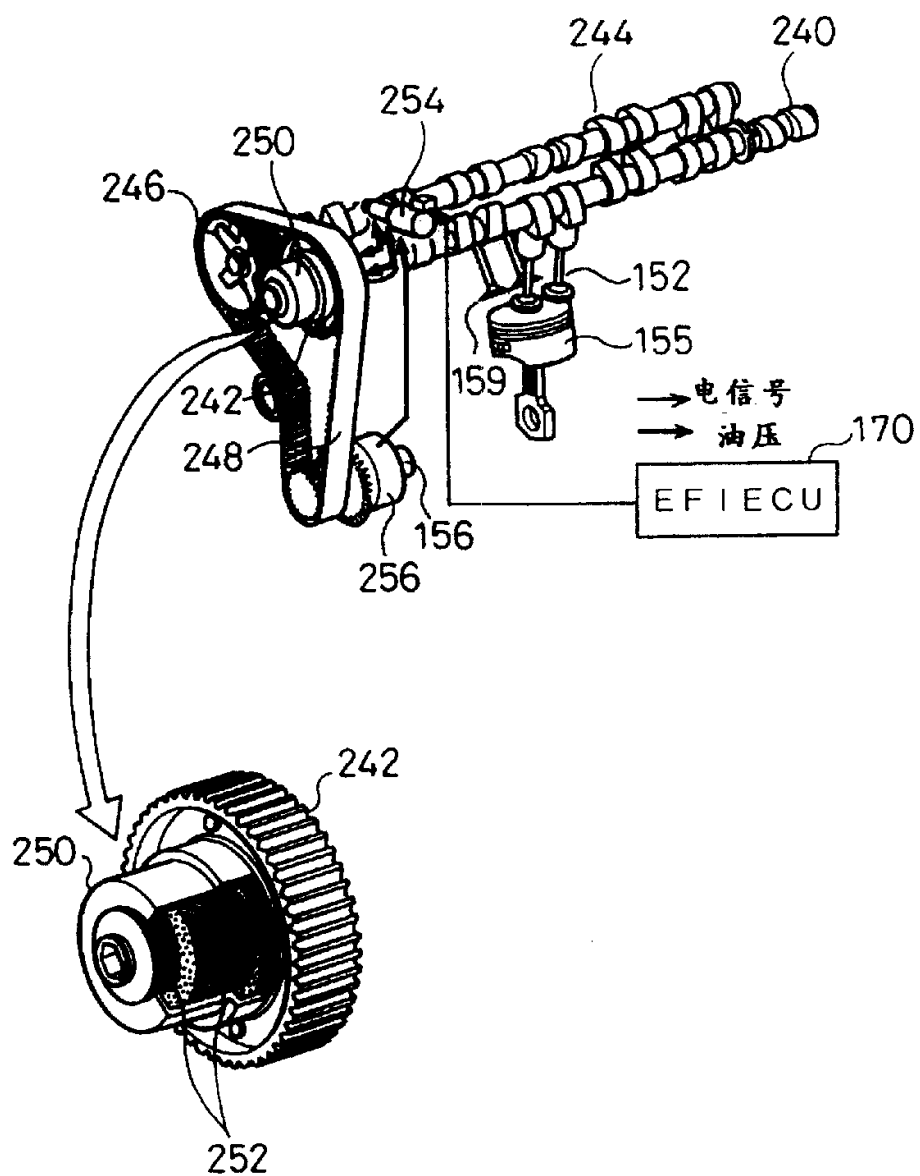


图 22

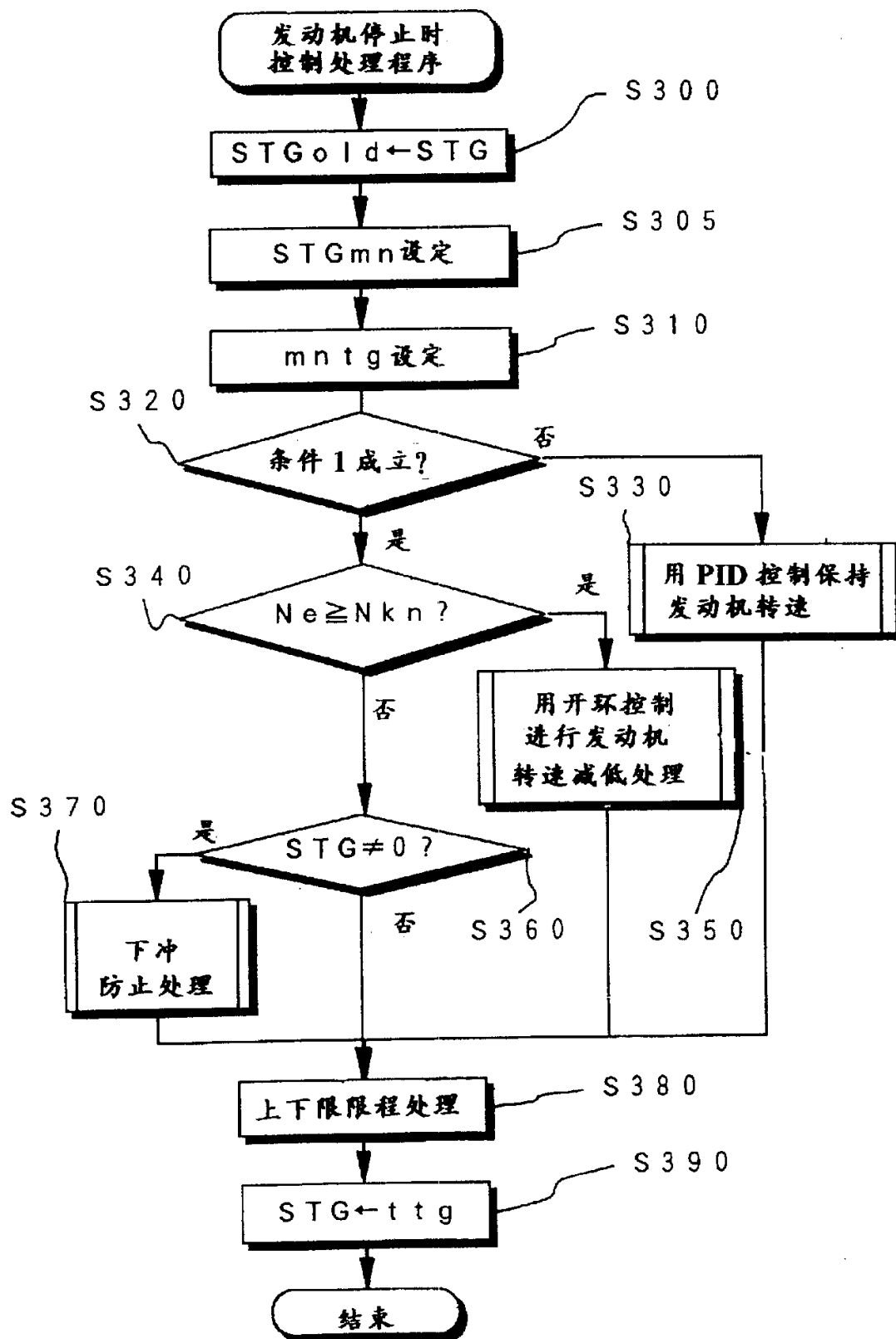


图 2 3

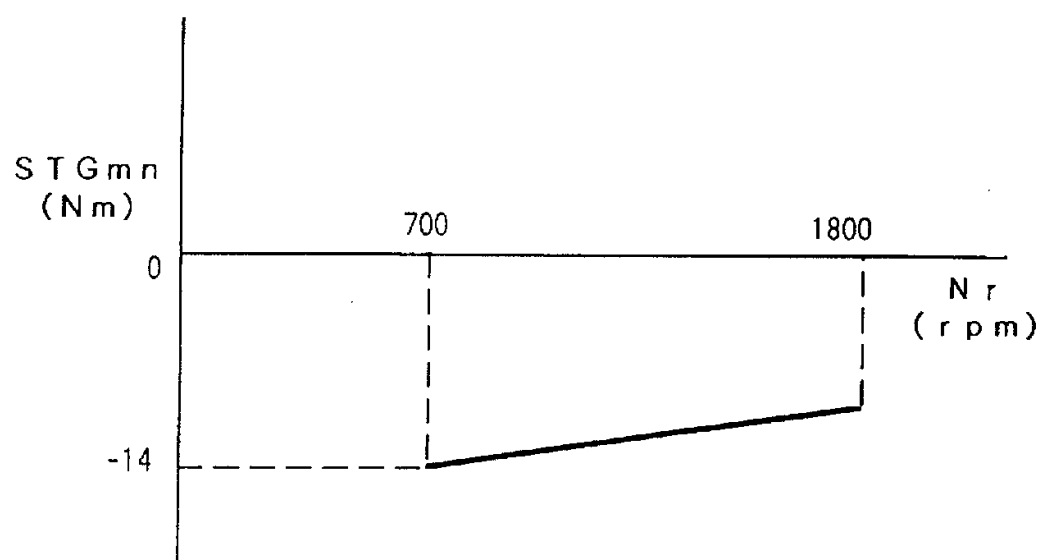


图 2 4

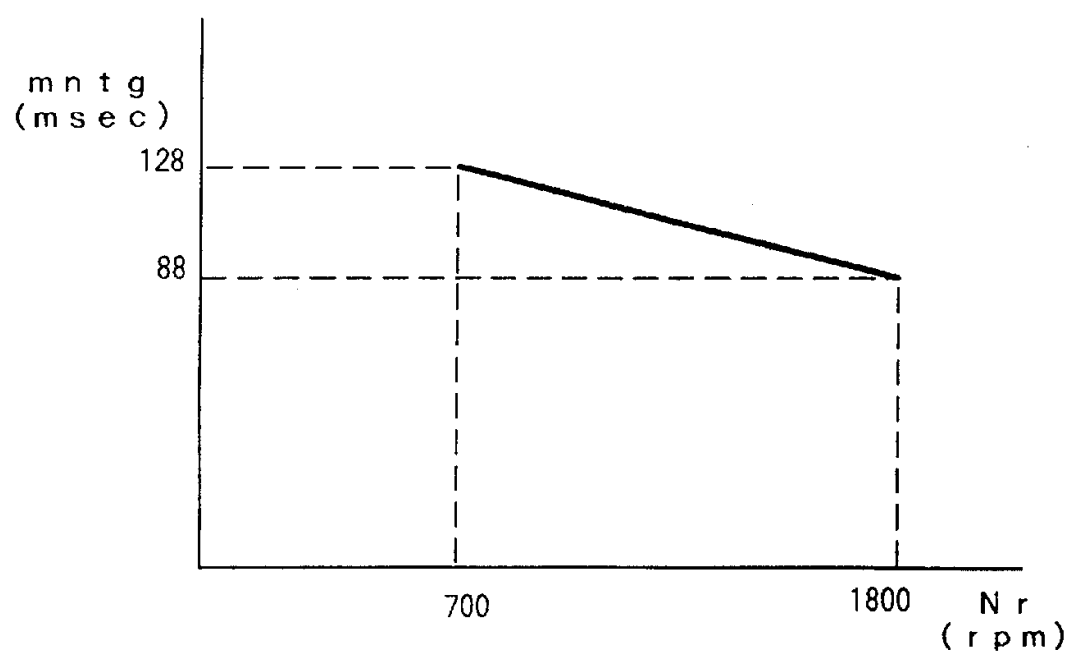


图 25

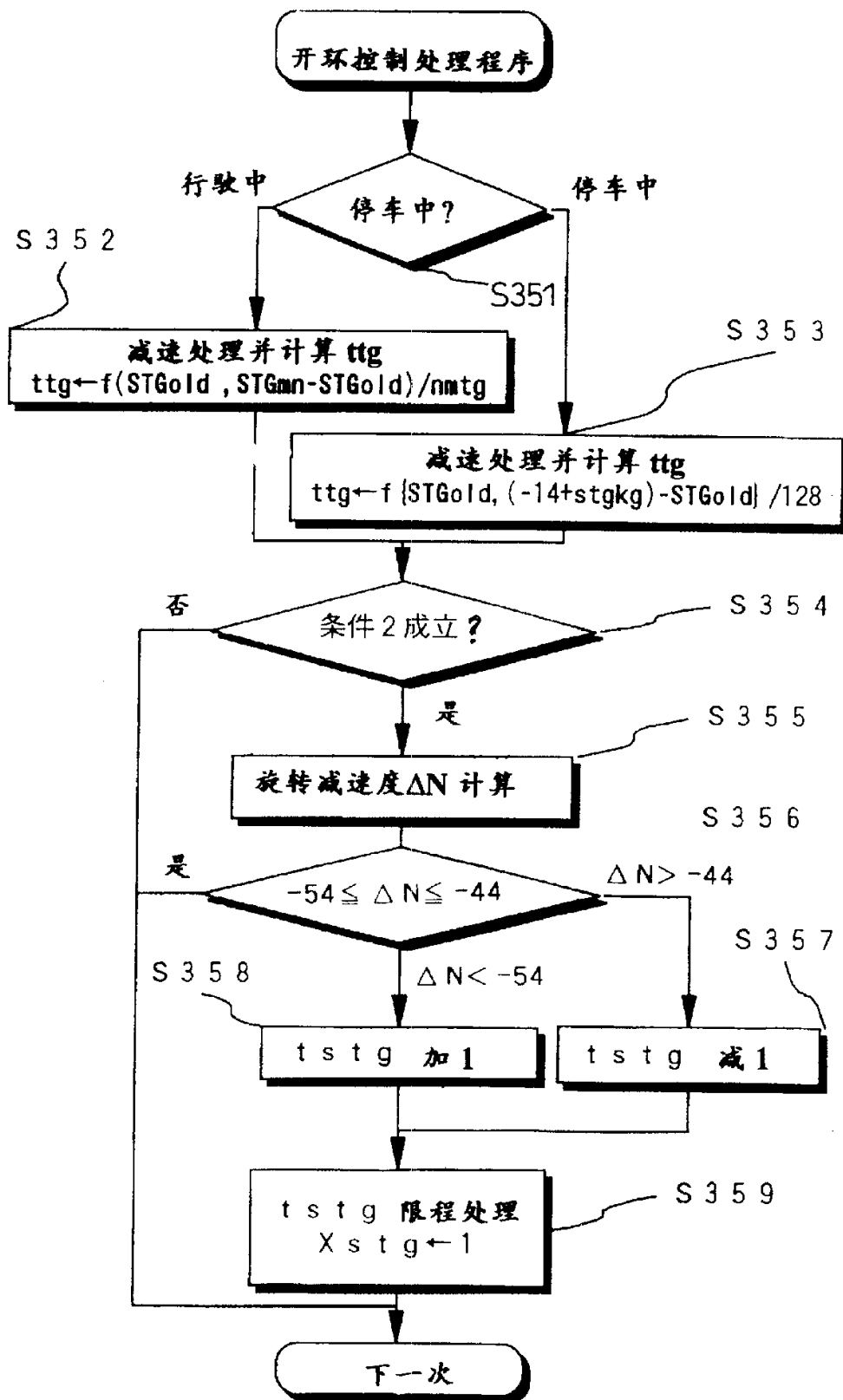


图 26]

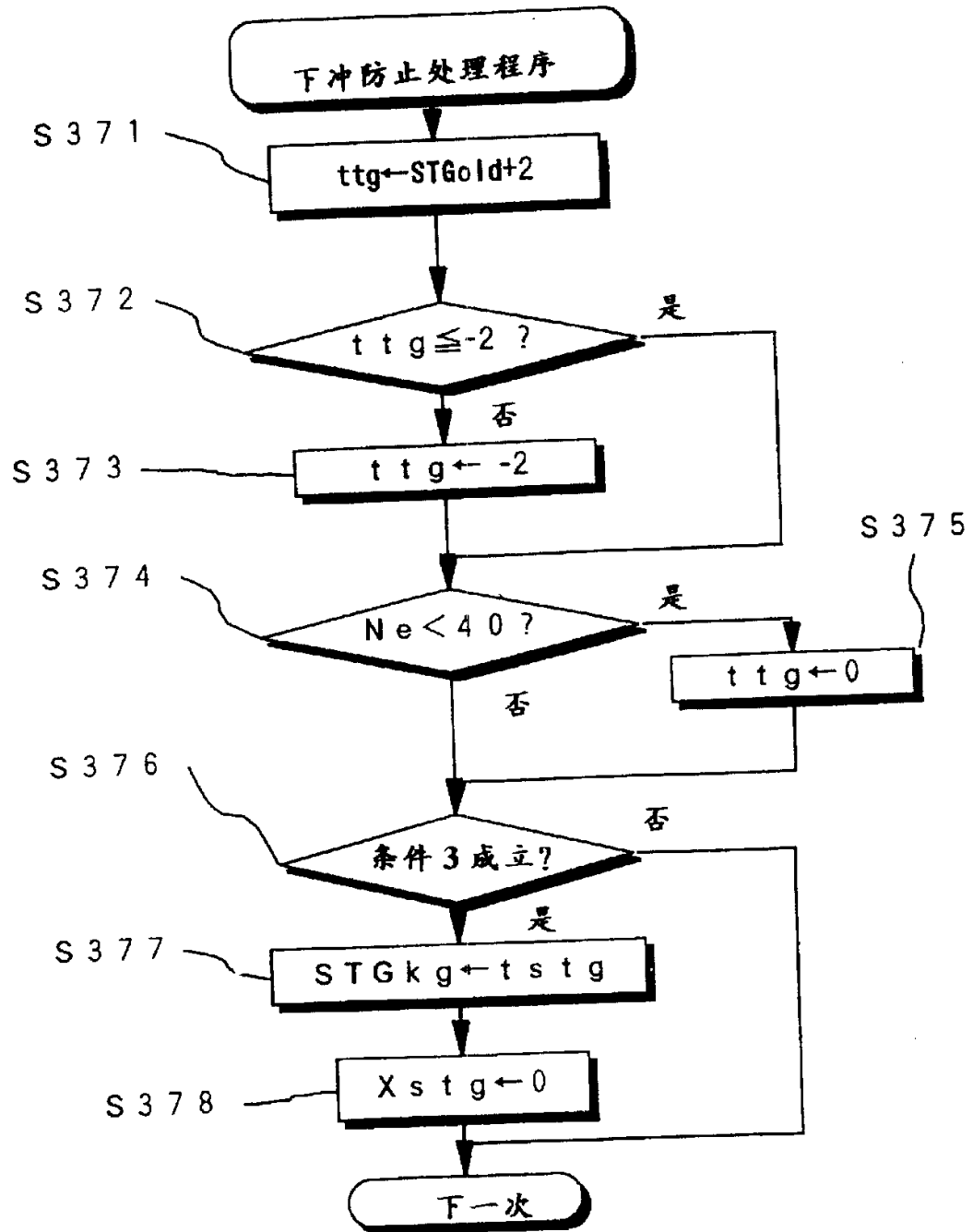


图 2 7

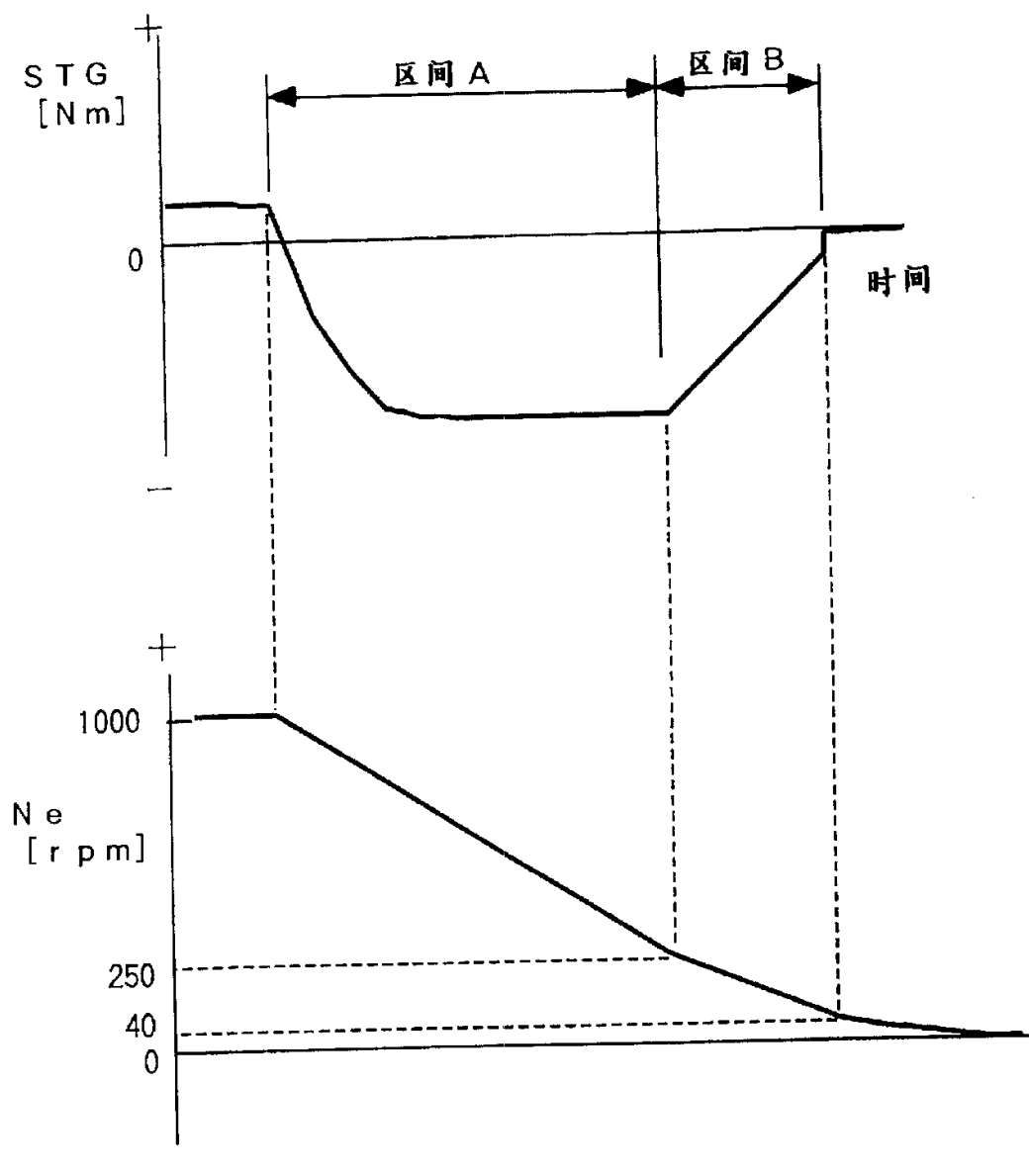


图 28

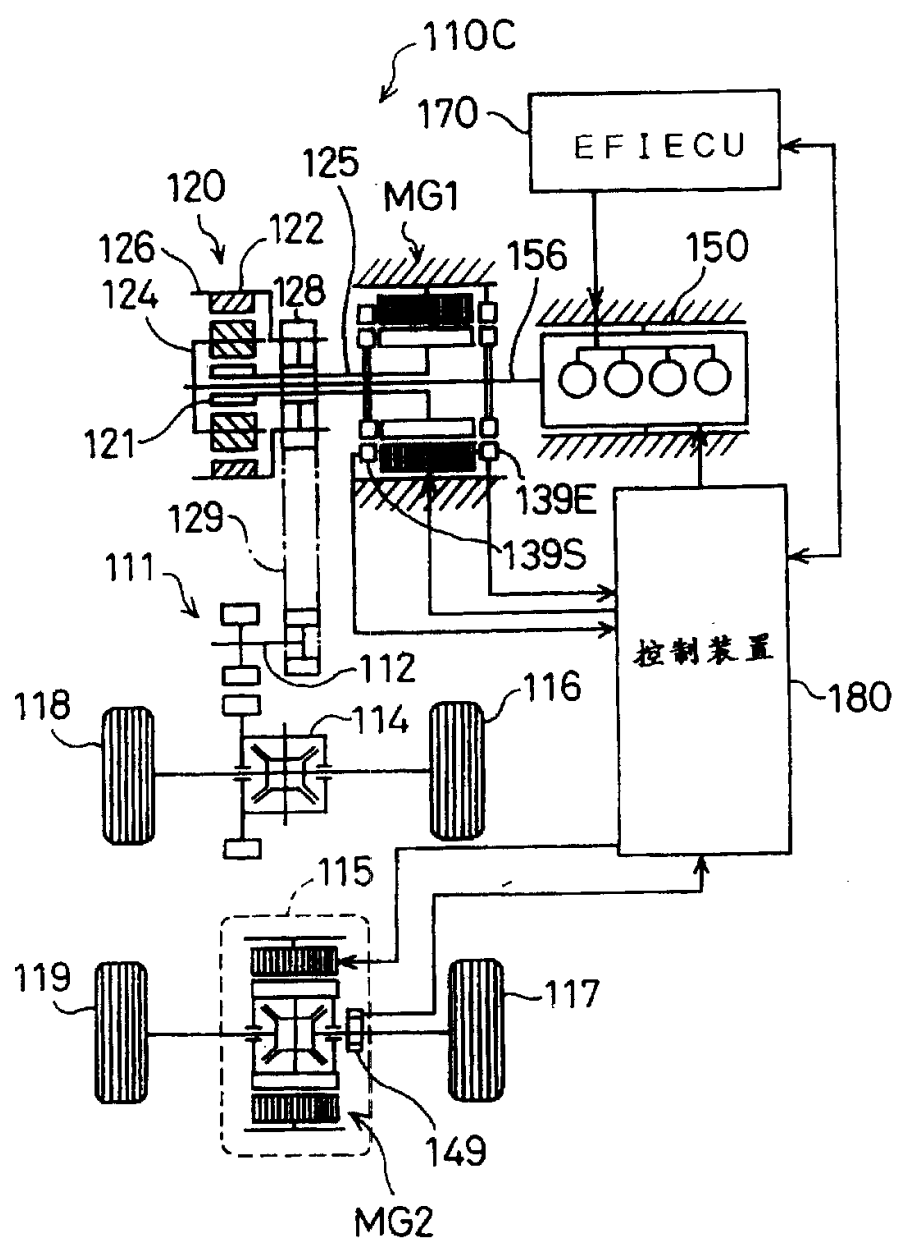


图 29

