



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102016360 B

(45) 授权公告日 2013. 10. 23

(21) 申请号 200980116369. 6

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2009. 03. 23

F16H 61/04 (2006. 01)

F16H 61/682 (2006. 01)

(30) 优先权数据

1020080016861 2008. 05. 09 DE

(56) 对比文件

DE 10242823 A1, 2004. 03. 25, 全文.

(85) PCT申请进入国家阶段日

2010. 11. 05

WO 2005/065982 A1, 2005. 07. 21, 全文.

DE 102005002496 A1, 2006. 07. 27, 全文.

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2009/053348 2009. 03. 23

审查员 侯婧

(87) PCT申请的公布数据

WO2009/135725 DE 2009. 11. 12

(73) 专利权人 ZF 腓德烈斯哈芬股份公司

地址 德国腓德烈斯哈芬

(72) 发明人 伯恩特·多贝勒 诺伯特·维恩切克

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限

责任公司 11219

代理人 车文 樊卫民

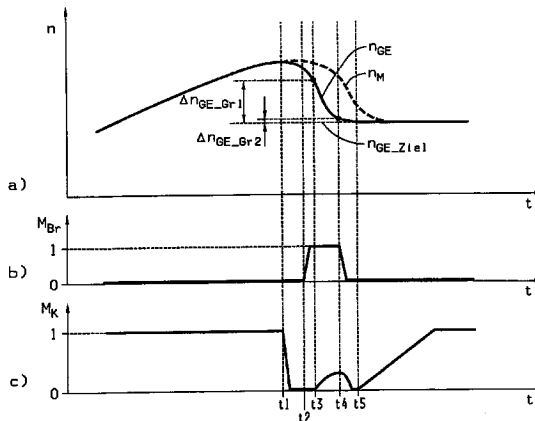
权利要求书2页 说明书5页 附图1页

(54) 发明名称

自动化换挡变速器的换挡控制的方法

(57) 摘要

本发明涉及一种自动化换挡变速器的换挡控制的方法,该换挡变速器在汽车传动系中布置在驱动发动机与车轴驱动装置之间,该换挡变速器设有不同步的档位联轴器,并且该换挡变速器的输入轴能够通过可自动化控制的分离离合器与驱动发动机的传动轴连接,其中,在换高档位时,在打开分离离合器的情况下通过调设与输入轴保持传动连接的传动制动器上的主要是恒定的制动力矩 (M<sub>Br</sub>) 来实现目标档位的同步。为了不需要额外的结构上的措施就能实现换挡过程的加速,按本发明设置:随着输入转速 (n<sub>GKE</sub>) 接近目标档位的档位联轴器的输出转速 (n<sub>GKA</sub>),为了完成同步而部分地闭合分离离合器,并且差不多同时随着传动制动器的松开而再次打开分离离合器。



1. 自动化的换档变速器的换档控制的方法,所述换档变速器在汽车的传动系中布置在驱动发动机与车轴驱动装置之间,所述换档变速器设有不同步的档位联轴器,并且所述换档变速器的输入轴能够通过能自动化控制的分离离合器与所述驱动发动机的传动轴连接,其中,在换高档位时,在打开分离离合器的情况下通过调设与所述输入轴保持传动连接的传动制动器上的主要是恒定的制动力矩( $M_{br}$ )来实现目标档位的同步,其特征在于,随着输入转速( $n_{GKE}$ )接近所述目标档位的所述档位联轴器的输出转速( $n_{GKA}$ ),为了完成所述同步而部分地闭合所述分离离合器,并且差不多同时随着所述传动制动器的松开而再次打开所述分离离合器。

2. 按权利要求 1 所述的方法,其特征在于,在不变的制动力矩( $M_{br}$ )下较久地操作所述传动制动器。

3. 按权利要求 1 或 2 所述的方法,其特征在于,在所述传动制动器上调设提高的制动力矩( $M_{br}$ )。

4. 按权利要求 3 所述的方法,其特征在于,所述传动制动器的所述提高的制动力矩( $M_{br}$ )通过使用增强的传动制动器而在结构上被预先给定。

5. 按权利要求 3 所述的方法,其特征在于,所述传动制动器的所述提高的制动力矩( $M_{br}$ )通过以提高的接触力操作所述传动制动器来产生。

6. 按权利要求 3 所述的方法,其特征在于,所述传动制动器的所述提高的制动力矩( $M_{br}$ )通过以提高的接触压力操作所述传动制动器来产生。

7. 按权利要求 1 或 2 所述的方法,其特征在于,在达到或者低于所述目标档位的所述档位联轴器上的能预先给定的较高的第一临界转速差( $\Delta n_{GK\_Gr1}$ )时( $t3$ ),开始闭合所述分离离合器。

8. 按权利要求 7 所述的方法,其特征在于,在达到或者低于所述目标档位的所述档位联轴器上的能预先给定的较低的第二临界转速差( $\Delta n_{GK\_Gr2}$ )时( $t4$ ),开始打开所述分离离合器,其中所述第二临界转速差的绝对值小于所述第一临界转速差的绝对值( $|\Delta n_{GK\_Gr2}| < |\Delta n_{GK\_Gr1}|$ )。

9. 按权利要求 1 或 2 所述的方法,其特征在于,分别依赖于所述目标档位的所述档位联轴器上的瞬时的转速差( $\Delta n_{GK} = n_{GKE} - n_{GKA}$ )来对所述分离离合器的闭合和打开进行调节。

10. 按权利要求 9 所述的方法,其特征在于,在闭合所述分离离合器时,所述分离离合器的力矩上升梯度( $dM_k/dt > 0$ )和调设的离合器力矩( $M_k$ )的大小以与所述转速差( $\Delta n_{GK}$ )成反比例的方式来调节( $dM_k/dt \sim 1/\Delta n_{GK}$ ,  $M_k \sim 1/\Delta n_{GK}$ )。

11. 按权利要求 9 所述的方法,其特征在于,在打开所述分离离合器时,所述分离离合器的力矩下降梯度( $dM_k/dt < 0$ )和调设的所述离合器力矩( $M_k$ )的大小以绝对值与所述转速差( $\Delta n_{GK}$ )成比例的方式来调节( $|dM_k/dt| \sim \Delta n_{GK}$ )。

12. 按权利要求 1 或 2 所述的方法,其特征在于,分别依赖于所述目标档位的所述档位联轴器上的瞬时的转速差梯度( $d\Delta n_{GK}/dt$ )来调节所述分离离合器的闭合和打开。

13. 按权利要求 12 所述的方法,其特征在于,在闭合所述分离离合器时,所述分离离合器的力矩上升梯度( $dM_k/dt > 0$ )和调设的所述离合器力矩( $M_k$ )的大小以与所述转速差梯度( $d\Delta n_{GK}/dt$ )的绝对值成比例的方式来调节( $dM_k/dt \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ ,  $M_k \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ )。

14. 按权利要求 12 所述的方法,其特征在于,在打开所述分离离合器时,所述分离离

合器的力矩下降梯度( $dM_k/dt < 0$ )和调设的所述离合器力矩( $M_k$ )的大小以绝对值与所述转速差梯度( $d\Delta n_{GK}/dt$ )的绝对值成比例的方式来调节( $|dM_k/dt| \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ ,  $|M_k| \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ )。

## 自动化换档变速器的换档控制的方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种自动化换档变速器的换档控制的方法,该换档变速器在汽车传动系中布置在驱动发动机与车轴驱动装置之间,该换档变速器设有不同步的档位联轴器(Gangkupplung),并且该换档变速器的输入轴能够通过可自动化控制的分离离合器与驱动发动机的传动轴连接,其中,在换高档位时,在打开分离离合器的情况下通过调设与输入轴保持传动连接(Triebverbindung)的传动制动器(Getriebebremse)上的主要是恒定的制动力矩来实现目标档位的同步。

### 背景技术

[0002] 在换档变速器中,在负载档位(Lastgang)与目标档位之间进行切换时,在将配属于目标档位的并且还是脱离的、在变速器内部的档位联轴器上的负载档位挂出之后出现转速差,该转速差在挂入目标档位之前,也就是在接合所涉及的档位联轴器之前,必须得到补偿。该过程通常称为同步,并且实际上通过档位联轴器的与换档变速器的输入轴保持传动连接的输入侧的部分的转速匹配来实现该过程。

[0003] 在换高档位时,所述目标档位的档位联轴器的输入侧的部分在负载档位挂出之后旋转得比档位联轴器的输出侧的部分更快,从而必须将输入轴减速,以使目标档位同步。相反,在回档时,所述目标档位的档位联轴器的输入侧的部分在负载档位挂出之后旋转得比档位联轴器的输出侧的部分更慢,从而必须将输入轴加速,以使目标档位同步。

[0004] 在设有同步的档位联轴器的换档变速器中,各个目标档位的同步或者配属于目标档位的档位联轴器的同步通过摩擦环同步装置来实现,该摩擦环同步装置前置于本来的、设有相互形状配合地嵌接的联轴器啮合部的档位联轴器。在使目标档位同步时,在能够在换档力的作用下接合档位联轴器并且能够由此挂入目标档位之前,处于档位联轴器上的转速差被动地,也就是说通过所涉及的换档力的作用,借助于同步装置的摩擦环之间产生的摩擦力矩来补偿。然而,这种闭塞式同步的档位联轴器构建起来相对复杂并且相应地能昂贵地加以制造。同步的档位联轴器在换档变速器内部也需要相对大的结构空间并且因此增加了换档变速器的尺寸以及重量。此外,由于同步装置的受磨损的作用方式,设有同步的档位联轴器的换档变速器的使用寿命受到限制。

[0005] 相反,通常称为爪齿联轴器的不同步的档位联轴器构建起来简单并且结构紧凑、能够廉价地进行制造,并且该档位联轴器在适当地实施换档时具有很小的磨损并且因此具有很高的使用寿命。然而,在设有不同步的档位联轴器的换档变速器中,要求各个目标档位的或者配属于目标档位的档位联轴器的外来同步(Fremdsynchronisieren)。为了使目标档位外来同步例如公知的是,在换高档位时借助于布置在输入轴上的或者布置在与该输入轴保持传动连接的中间轴上的传动制动器使换档变速器的输入轴减速,并且在回档时通过部分地闭合分离离合器与优选构成为内燃活塞式发动机(Verbrennungskolbenmotor)的驱动发动机的转速引导相结合地使换档变速器的输入轴加速。

[0006] 现在,从传动制动器出发,该传动制动器不能被调节,而是在结构上受到制约或者

能够通过相应的以恒定的接触力或者恒定的接触压力进行的操作被调设到恒定的制动力矩  $M_{Br}$  上。由此, 能够将传动制动器和配属的操作装置构建得简单、紧凑并且成本低廉, 由此能够以相对简单的方式集成到存在的换档变速器中。然而, 传动制动器的主要是恒定的制动力矩  $M_{Br}$  由于外部的影响例如当前的周围环境温度或者工作温度以及摩擦片的磨损状态而与理论值不同, 由此能够在换高档位时使目标档位的同步减速或者加速。所述分离离合器是指一种可自动化控制的摩擦离合器, 该摩擦离合器用作起动离合器和换档离合器, 即在起动和换档过程中被打开并且以受调节的方式被闭合。

[0007] 例如由 DE 10 2005 002 496 A1 (参见那里的图 1) 公知: 将传动制动器布置在构成为副变速器的、包括主变速器和后置于该主变速器的区域组件 (Bereichsgruppe) 的换档变速器的输入轴上, 其中, 将主变速器实施为多级的中间轴式变速器而将区域组件实施为两级的行星齿轮传动装置。相反, 在 DE 102 42 823 A1 (参见那里的图 3) 中描述了: 将传动制动器布置在以中间轴结构方式 (Vorgelegebauweise) 实施的换档变速器的通过输入齿轮对 (输入常量) 与输入轴保持传动连接的中间轴上。

[0008] 为了在换高档位时实现目标档位的快速同步并且实现没有问题地接合目标档位的不同步的档位联轴器, 制动作用即传动制动器的制动力矩  $M_{Br}$  应该尽可能大, 传动制动器应该闭合直至接近达到所涉及的档位联轴器的同步转速, 在输入转速  $n_{GKE}$  越来越接近目标档位的档位联轴器的输出转速  $n_{GKA}$  之后在接合档位联轴器时应该松开所述传动制动器, 并且在接合档位联轴器时为了支持联轴器啮合部的啮合还应该存在档位联轴器上的最小转速差。然而, 仅仅利用如下的传动制动器不能满足该要求, 该传动制动器的制动力矩  $M_{Br}$  在档位联轴器上待降低的转速差  $\Delta n_{GK}$  区间上是恒定的。因此, 在较高制动力矩  $M_{Br}$  的该传动制动器在特定的转速差  $\Delta n_{GK}$  之下不再可用; 或者所述传动制动器具有如此低的制动力矩  $M_{Br}$ , 以致于在时间方面很大程度地使目标档位的同步放慢并且由此使整个换高档位过程放慢。

## 发明内容

[0009] 在该背景下, 本发明的任务是, 指出一种方法, 利用该方法能够在开头所述类型的传动系中加速地实现换高档位, 而不需要特别的结构的措施。

[0010] 与权利要求 1 前序部分所述特征相联系, 所述任务的按本发明的解决方案在于, 随着输入转速  $n_{GKE}$  接近目标档位的档位联轴器的输出转速  $n_{GKA}$ , 即随着目标档位的档位联轴器上的转速差  $\Delta n_{GK} = n_{GKE} - n_{GKA}$  接近值零, 为了完成同步而部分地闭合分离离合器, 并且差不多同时随着传动制动器的松开而再次打开该分离离合器。

[0011] 由此通过分离离合器从驱动发动机传递到换档变速器的输入轴上的离合器力矩  $M_k$  反作用于从传动制动器传递到输入轴或者与输入轴保持传动连接的中间轴上的制动力矩  $M_{Br}$ , 并且由此快速地完成目标档位的或者目标档位的档位联轴器的通过传动制动器实现的同步。因为相对于驱动发动机的传动轴 (曲轴) 支撑分离离合器的离合器力矩  $M_k$ , 所以此外通过传动轴的由此引起的制动来支持并且加速驱动发动机的由换档引起的转速匹配。

[0012] 目标档位的能通过操作分离离合器实现的同步的加速以及由此整个换高档位过程的加速基本上通过如下方式实现, 即, 在制动力矩  $M_{Br}$  不发生变化的情况下较久地操作传动制动器, 和 / 或在传动制动器上调设提高的制动力矩  $M_{Br}$ 。

[0013] 传动制动器的提高的制动力矩  $M_{br}$  要么通过使用增强的传动制动器而在结构上预先给定, 要么通过以提高的接触力 (Anpresskraft) 或者提高的接触压力操作现有的传动制动器来产生。

[0014] 依据目的地, 在达到或者低于目标档位的档位联轴器上的可预先给定的较高的第一临界转速差  $\Delta n_{GK\_Gr1}$  时, 在目标档位的同步期间开始闭合分离离合器。

[0015] 同样依据目的地, 在达到或者低于目标档位的档位联轴器上的可预先给定的较低的第二临界转速差  $\Delta n_{GK\_Gr2}$ ; ( $|\Delta n_{GK\_Gr2}| < |\Delta n_{GK\_Gr1}|$ ) 时, 在目标档位的同步期间开始打开分离离合器。

[0016] 所述传动制动器如开头所假定的那样不能被调节而只能在接通时被调设到恒定的制动力矩  $M_{br}$  上并且能够再断开, 而可自动化控制的分离离合器为了控制起动过程和换档过程以及为了在回档时使相应的目标档位同步以可调节的方式构成。因此, 离合器力矩  $M_k$  的可调节性当前在换高档位时也用于完成同步, 方法是: 分别有利地依赖于目标档位的档位联轴器上的瞬时转速差  $\Delta n_{GK} = n_{GKE} - n_{GKA}$  来闭合和打开分离离合器。

[0017] 在此, 在闭合分离离合器时, 力矩上升梯度 (Momentenaufbaugradient)  $dM_k/dt > 0$  和所调设的离合器力矩  $M_k$  的大小依据目的地以与转速差  $\Delta n_{GK}$  成反比例的方式来调节 ( $dM_k/dt \sim 1/\Delta n_{GK}$ ;  $M_k \sim 1/\Delta n_{GK}$ ), 并且在打开分离离合器时, 所调设的离合器力矩  $M_k$  的力矩下降梯度 (Momentenabbaugradient)  $dM_k/dt < 0$  依据目的地以绝对值与转速差  $\Delta n_{GK}$  成比例的方式来调节 ( $|dM_k/dt| \sim \Delta n_{GK}$ )。

[0018] 这意味着, 分离离合器在力矩上升阶段中的离合器力矩  $M_k$  在存在较高的转速差  $\Delta n_{GK}$  时比在较低的转速差  $\Delta n_{GK}$  时上升得更慢并且更弱, 以便不会太早并且太强地反作用于由传动制动器的制动力矩  $M_{br}$  引起的同步。

[0019] 相反, 在力矩下降阶段中, 分离离合器的离合器力矩  $M_k$  在存在较低的转速差  $\Delta n_{GK}$  时比在较高的转速差  $\Delta n_{GK}$  时下降得更快, 以便获得对于目标档位的档位联轴器的啮合来说有利的转速差  $\Delta n_{GK}$ , 并且避免由分离离合器的离合器力矩  $M_k$  引起的换档变速器输入轴的不希望的加速。

[0020] 此外, 出于类似的原因, 有利的是, 分别依赖于目标档位的档位联轴器上的瞬时转速差梯度  $d\Delta n_{GK}/dt < 0$  来调节分离离合器的闭合和打开, 其中, 在闭合分离离合器时, 力矩上升梯度  $dM_k/dt > 0$  和所调设的离合器力矩  $M_k$  的大小依据目的地以与转速差梯度  $d\Delta n_{GK}/dt < 0$  的绝对值成比例的方式来调设 ( $dM_k/dt \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ ,  $M_k \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ ), 并且在打开分离离合器时, 力矩下降梯度  $dM_k/dt < 0$  和所调设的离合器力矩  $M_k$  的大小以绝对值与转速差梯度  $d\Delta n_{GK}/dt$  的绝对值成比例的方式来调设 ( $|dM_k/dt| \sim |d\Delta n_{GK}/dt|$ )。

[0021] 由此, 分离离合器在力矩上升阶段中的离合器力矩  $M_k$  在由传动制动器引起的目标档位的快速同步时比在缓慢同步时上升得更快并且更强, 以便及时并且十分有效地反作用于由传动制动器的制动力矩  $M_{br}$  引起的输入轴的减速, 并且在力矩下降阶段中, 在目标档位的快速同步时比在缓慢同步时下降得更快, 以便获得对于目标档位的档位联轴器的啮合来说有利的转速差  $\Delta n_{GK}$ , 并且避免由分离离合器的离合器力矩  $M_k$  引起的换档变速器输入轴的不希望的加速。

[0022] 因此, 通过按本发明的方法, 在换高档位时使目标档位的或者目标档位的档位联轴器的同步显著地加速并且由此使整个换高档位过程显著地加速, 而为此不需要特别的结

构上的措施。按本发明的方法能够以程序的形式简单地嵌入到现有的离合器控制设备或者变速器控制设备中。

### 附图说明

[0023] 为了形象地说明本发明,为说明书附加了带有实施例的附图。在图 1 中示出了按本发明使目标档位换高档位时同步的转速曲线和扭矩曲线。

### 具体实施方式

[0024] 在图 1 的图表中,针对换高档位的按本发明的过程描述了传动系的特征性工作参数关于时间的曲线,该传动系包括设有不同步的档位联轴器的自动化的换档变速器,该换档变速器的输入轴通过可自动化地控制的分离离合器与驱动发动机的传动轴保持连接,并且该换档变速器具有与输入轴保持传动连接的传动制动器。在子图表 a) 中示出了换档变速器的输入轴转速曲线  $n_{GE}$  和驱动发动机的传动轴转速曲线  $n_M$ ,在子图表 b) 中示出了传动制动器的扭矩曲线  $M_{Br}$ ,并且在子图表 c) 中示出了分离离合器的能够传递的扭矩  $M_k$  的扭矩曲线。

[0025] 在换高档位过程开始时,从时间点  $t_1$  起,差不多同时地减少驱动发动机上的负荷并完全打开分离离合器。为此,在子图表 c) 中,分离离合器的完全闭合的状态用  $M_k = 1$  表示,而分离离合器的完全打开的状态用  $M_k = 0$  表示。在挂出在先的引导负载 (lastführend) 的负载档位之后,从时间点  $t_2$  起操作传动制动器,以便使更高的目标档位同步,也就是说通过制动使目标档位的档位联轴器的与输入轴保持传动连接的输入侧部分的输入转速  $n_{GKE}$  与目标档位的档位联轴器的通过输出轴及车轴驱动装置与汽车驱动轮保持传动连接的输出侧部分的输出转速  $n_{GKA}$  相适应。为此,以未调节的方式构成的传动制动器,从子图表 b) 中用  $M_{Br} = 0$  表示的未操作状态出发,被调设到主要是恒定的制动力矩  $M_{Br}$  上,该制动力矩在子图表 b) 中用  $M_{Br} = 1$  表示。

[0026] 随着目标档位的档位联轴器上的转速差  $\Delta n_{GK} = n_{GKE} - n_{GKA}$  的减少,在达到预先给定的较高的第一临界转速差  $\Delta n_{GK\_Gr1}$  时,从时间点  $t_3$  起部分地闭合分离离合器,并且由此以相对低的离合器力矩  $M_k \ll 1$  反作用于输入轴的通过传动制动器的制动。在此,至少依赖于目标档位的档位联轴器上的瞬时转速差  $\Delta n_{GK}$  来调节离合器上的上升梯度  $dM_k/dt > 0$  和离合器力矩  $M_k$  的大小。档位联轴器上的转速差  $\Delta n_{GK}$  以及临界转速差  $\Delta n_{GK\_Gr1}$  在输入轴的在子图表 a) 中呈现的转速曲线中,分别通过与在输入轴与目标档位的档位联轴器之间的传动比  $i_{GK}$  的相乘来呈现 ( $\Delta n_{GE} = n_{GE} - n_{GE\_Zie1} = i_{GK} * \Delta n_{GK}$  并且  $\Delta n_{GE\_Gr1} = i_{GK} * \Delta n_{GK\_Gr1}$ )。

[0027] 随着目标档位的档位联轴器上的转速差  $\Delta n_{GK} = n_{GKE} - n_{GKA}$  的进一步减少,在达到预先给定的较低的第二临界转速差  $\Delta n_{GK\_Gr2}$  ( $\Delta n_{GE\_Gr2} = i_{GK} * \Delta n_{GK\_Gr2}$ ) 时,从时间点  $t_4$  起差不多同时打开传动制动器 ( $M_{Br} = 0$ ) 并再次完全打开分离离合器 ( $M_k = 0$ )。依据目的地以如下方式打开分离离合器,即,使输入轴的不希望的加速得以避免并且使对目标档位的档位联轴器的联轴器啮合部的啮合来说有利的最小的转速差  $\Delta n_{GK}$  得以维持。为此,至少依赖于目标档位的档位联轴器上的瞬时转速差  $\Delta n_{GK}$  来调节离合器力矩  $M_k$  的下降梯度  $dM_k/dt < 0$ 。

[0028] 在实现同步运行并且接合目标档位的档位联轴器之后,从时间点  $t_5$  起完全闭合分离离合器以及结束驱动发动机的前面已经开始的并且由分离离合器的部分闭合来支持

的转速匹配（见发动机转速  $n_M$  的曲线）。

[0029] 因为在由传动制动器引起的减速期间通过短暂地操作分离离合器实际上“捉住（einfangen）”了变速器的输入轴，所以能够在没有变化的高制动力矩  $M_{Br}$  的情况下较久地操作传动制动器或者也以较高的制动力矩  $M_{Br}$  来操作传动制动器。由此，不需要额外的结构开支就加速了目标档位的同步并且由此缩短了整个换高档位过程。

[0030] 附图标记列表

[0031]	$i_{GK}$	输入轴和档位联轴器之间的传动比
[0032]	$M_{Br}$	制动力矩
[0033]	$M_K$	离合器力矩
[0034]	$dM_K/dt$	力矩上升梯度、力矩下降梯度
[0035]	$n$	转速
[0036]	$n_{GE}$	输入轴的转速
[0037]	$n_{GE\_Ziel}$	输入轴的目标转速
[0038]	$n_{GKA}$	档位联轴器上的输出转速
[0039]	$n_{GKE}$	档位联轴器上的输入转速
[0040]	$n_M$	发动机转速
[0041]	$\Delta n$	转速差
[0042]	$\Delta n_{GE}$	输入轴上的转速差
[0043]	$\Delta n_{GE\_Gr1}$	输入轴上的第一临界转速差
[0044]	$\Delta n_{GE\_Gr2}$	输入轴上的第二临界转速差
[0045]	$\Delta n_{GK}$	档位联轴器上的转速差
[0046]	$\Delta n_{GK\_Gr1}$	档位联轴器上的第一临界转速差
[0047]	$\Delta n_{GK\_Gr2}$	档位联轴器上的第二临界转速差
[0048]	$d\Delta n_{GK}/dt$	档位联轴器上的转速差梯度
[0049]	$t$	时间
[0050]	$t1-t5$	时间点

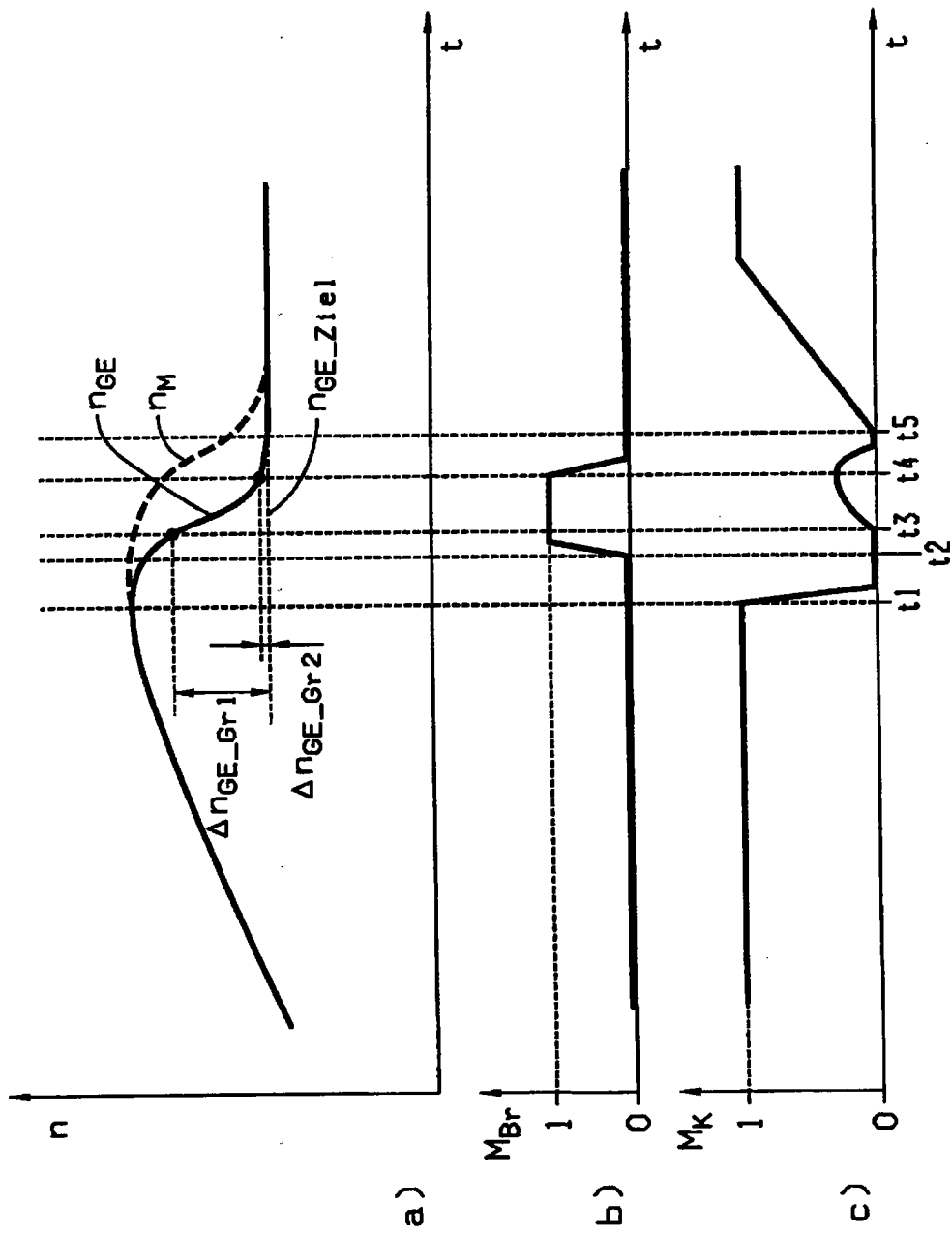


图 1