

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200580015509.2

[51] Int. Cl.

B60R 16/02 (2006.01)

G07C 15/00 (2006.01)

G07C 5/08 (2006.01)

[45] 授权公告日 2010 年 1 月 27 日

[11] 授权公告号 CN 100584664C

[22] 申请日 2005.5.7

[21] 申请号 200580015509.2

[30] 优先权

[32] 2004.5.14 [33] DE [31] 102004024840.0

[86] 国际申请 PCT/EP2005/004971 2005.5.7

[87] 国际公布 WO2005/111948 德 2005.11.24

[85] 进入国家阶段日期 2006.11.14

[73] 专利权人 赫尔曼 - 哈根迈尔 GETRAG 传动机构和齿轮工厂有限公司 & 两合公司

地址 德国下格龙巴赫

[72] 发明人 斯蒂芬·林德克内希特

[56] 参考文献

CN1153113A 1997.7.2

DE10211130A1 2003.9.25

US2003/0125841A1 2003.7.3

US6312013B1 2001.11.6

CN1086654C 2002.6.26

EP0612643A1 1994.8.31

审查员 裴京礼

[74] 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限责任公司

代理人 王爱华 田军锋

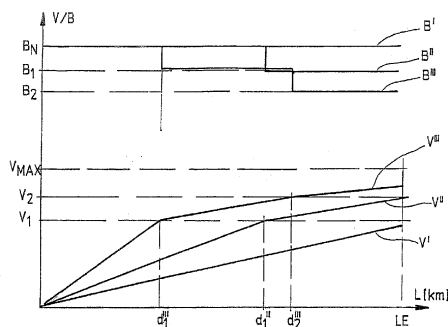
权利要求书 3 页 说明书 21 页 附图 2 页

[54] 发明名称

自动机动车辆动力传动系统及其控制方法

[57] 摘要

公开了一种用于控制具有发动机(12)和变速器(15)的自动机动车辆动力传动系统(10)的方法,该方法包括以下步骤:在其运转期间(L),至少一次检测变速器(15)的至少一个磨损参数(V)。磨损参数(V)代表变速器(15)的至少一部件(16-22; 28, 30; 32, 34)的磨损或疲劳。根据检测到的磨损参数(V)调节代表由发动机(12)施加到变速器(15)的最大载荷的载荷极限参数(B)。



1. 一种用于控制机动车辆动力传动系统(10)的方法, 该动力传动系统具有发动机(12)和变速器(15), 该方法具有以下步骤: 在其运行性能期间(L), 至少一次检测该变速器(15)的至少一个磨损参数(V), 该磨损参数(V)代表该变速器(15)的至少一个部件(16-22; 28, 30; 32, 34)的磨损或疲劳, 其中, 代表由该发动机(12)引起的该变速器(15)上的最大载荷的载荷极限参数(B), 被设为检测到的磨损参数(V)的函数, 并且

特征在于, 该变速器(15)是具有多个档位级的变速齿轮箱(15), 并且单独地设置该多个档位级的至少一些档位级的载荷极限参数(B)。

2. 如权利要求1所述的方法, 特征在于, 在其运行性能期间(L), 重复检测该变速器(15)的该磨损参数(V), 并且重复地重新设置该载荷极限参数(B)为该磨损参数(V)的函数。

3. 如权利要求1所述的方法, 特征在于, 在其运行性能期间(L), 连续检测该变速器(15)的该磨损参数(V), 并且重复地重新设置该载荷极限参数(B)为该磨损参数(V)的函数。

4. 如权利要求2或者3所述的方法, 特征在于, 该磨损参数(V)存储在机动车辆控制设备(40)中。

5. 如权利要求1到3的其中一项所述的方法, 特征在于, 机动车辆控制设备(40)自动设置该载荷极限参数(B)。

6. 如权利要求1到3的其中一项所述的方法, 特征在于, 检测该多个档位级中的至少一些档位级的单独的磨损参数(V)。

7. 如权利要求1到3的其中一项所述的方法, 特征在于, 该变速

器（15）具有至少一个齿轮，并且检测该变速器的该至少一个齿轮的单独的磨损参数（V）。

8. 如权利要求 6 所述的方法，特征在于，档位级的该磨损参数（V）是这样的一个值，该值在该变速器的该运行性能（L）期间与转数成比例。

9. 如权利要求 8 所述的方法，特征在于，档位级的该磨损参数（V）是这样的一个值，该值在该变速器的运行性能（L）期间与转数成比例，并且与经由该档位级的轮副传递的转矩成比例。

10. 如权利要求 7 所述的方法，特征在于，该至少一个齿轮的该磨损参数（V）是这样的一个值，该值在该变速器的该运行性能（L）期间与转数成比例。

11. 如权利要求 10 所述的方法，特征在于，该至少一个齿轮的该磨损参数（V）是这样的一个值，该值在该变速器的运行性能（L）期间与转数成比例，并且与经由该档位级的轮副传递的转矩成比例。

12. 如权利要求 1 到 3 的其中一项所述的方法，特征在于，该变速器（15）具有至少一根轴（28，30），并且检测该变速器的该至少一根轴（28，30）的单独的磨损参数（V）。

13. 如权利要求 1 到 3 的其中一项所述的方法，特征在于，该变速器（15）具有至少一个旋转轴承（32，34），并且检测该变速器的该旋转轴承（32，34）的单独的磨损参数（V）。

14. 如权利要求 13 所述的方法，特征在于，该旋转轴承（32，34）是滚动轴承。

15. 如权利要求 12 所述的方法，特征在于，该轴（28，30）的磨损参数（V）与该轴的转数成比例。

16. 如权利要求 13 所述的方法，特征在于，该旋转轴承（32，34）的磨损参数（V）与该旋转轴承的转数成比例。

17. 如权利要求 1 到 3 的其中一项所述的方法，特征在于，该载荷极限参数（B）是这样的一个值，该值与从该发动机（12）传递到该变速器（15）的最大转矩成比例。

18. 如权利要求 1 到 3 的其中一项所述的方法，特征在于，该载荷极限参数（B）是这样的一个值，该值与从该发动机（12）传递到该变速器（15）的最大转速成比例。

19. 如权利要求 1 到 3 的其中一项所述的方法，特征在于：该载荷极限参数（B）是这样的一个值，该值与从该发动机（12）传递到该变速器（15）的最大旋转加速度成比例。

20. 一种用于机动车辆的动力传动系统（10），它具有发动机（12）、变速器（15）和控制装置（40），该控制装置（40）用于检测该变速器（15）的至少一个磨损参数（V），以及用于控制该动力传动系统（10），其特征在于，

该控制装置（40）执行如权利要求 1 到 15 的其中一项所述的方法。

自动机动车辆动力传动系统及其控制方法

技术领域

本发明涉及一种用于控制具有发动机和变速箱的自动机动车辆动力传动系统的方法，具有以下步骤：在该变速箱运行性能期间，至少一次检测变速箱的至少一个磨损参数，该磨损参数代表变速箱的至少一个部件的磨损或疲劳。

此外，本发明涉及用于机动车辆的自动动力传动系统，该机动车辆具有发动机和变速箱，并具有用于检测变速箱的至少一个磨损参数的装置和用于控制该动力传动系统的装置。

背景技术

从专利 WO 01/61653 A1 可知这种类型的方法和这种类型的动力传动系统。该文献涉及一种用于确定产品剩余运转持续时间的方法。在这种情况下，检测特定运转变量的值。单个运转变量值的范围被细分成几个等级，以及运转持续时间作为检测值下降的那个等级的函数被检测。为了确定产品的加权的积累运转持续时间，这里也可给出加权因子。

其达到技术失效的运转持续时间被检测的产品，例如，可以是机动车辆的发动机，变速器或控制设备。

用来确定剩余运转持续时间的方法意图使，到达技术运行性能的终点前不久的、特别可靠的预防性维护/修理成为可能。

术语“运行性能”在本文中理解为各种术语的通称，这些术语可能与机动车辆的应力关联，例如运转持续时间、行驶距离、行驶时间

等。

对于机动车辆，基本的质量标准是，在预定的平均运行性能内，机动车辆应该尽可能不崩溃或尽可能少地崩溃。对于这种情况的一个关键的标准是可靠性，就是说，在给定的操作条件和周围环境下的限定的运行性能期间，产品不会崩溃的可能性（参考“Fahrzeuggetriebe-Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion” [“Vehicle transmissions-principles, selection, design and construction”] by G. Lechner and H. Naunheimer, Springer-Verlag, page 395）。

可靠性的一个关键标准是，当车辆已经继续存在到距离点（d）或时间点（t）时，衡量零件失效风险的、称为为失效率的 $\lambda(t)$ 。

产品的失效行为经常以称为“故障率曲线”的形式展示。这由三个区域形成。第一区域指的是基本上由于装配或制造误差而发生的早期失效。具有相对低的失效率的中间区域是由于，例如操作错误、污垢或类似物，而引起的随即失效区域。

失效率随着运行性能的增加急剧上升的第三区域，是磨损或疲劳失效区域。

能够仅以相对较小的程度影响第二区域。第一区域可通过严格的制造和质量保证来施加积极的影响。然而，在本文中，第三区域特别重要。

这是因为合适的运行性能计算可以保证在变速器的设计中考考虑所有可能情况，在所需的平均运行性能期望值之外实现尽可能没有损伤的运转。

这种情况下的重点在于限定运行性能上的免损伤或最大可靠性，

例如，在第一 15 万公里内零失效。

因为，如果变速器的一个零件失效（例如齿轮的破裂），变速器将作为一个整体失效，所以，在所有情况下变速器的单个部件被设计成预期载荷的函数，使得它们都满足平均运行性能期望值。

消费者的不同使用行为对于这个运行性能计算具有非常关键的重要性。因而，正如已知的，有些车辆司机极其保守地驾驶，并在这种情况下几乎不会完全用尽他们车辆的工作能力。在另一方面，有一些司机总是向他们的车辆要求可用性能。然而，全部的注重性能的司机仅组成用户的较小部分。虽然这样，变速器通常设计成使它即使对于注重性能的司机，也具有高的运行性能期望值。

下面假设了这种情况的一个简化例子，根据这个例子，变速器拥有 10 万公里的平均运行性能期望值，就是说，平均起来，在达到此驾驶性能之前，安装有该变速器的车辆将不会失效。然而，应理解到，在实际中，平均运行性能期望值可能甚至达到，例如，15 万或 20 万公里。

由上面所述的内容，显然的是，对于注重性能的司机，平均运行性能期望值大约是 10 万公里。然而，对于保守司机，变速器将具有明显地较高的平均运行性能，并且平均运行性能可能处于，例如，30 万或 40 万公里区域。

这种情况的结果是，对于保守司机，总体作为一个系统而拥有 10 万公里运行性能的车辆，并且忽略由其它部件引起的失效，即使对于另外的 20 万或 10 万运行性能，该变速器将仍然是“好的”。

在这些情况下，设计变速器使得即使注重性能的司机具有合理的平均运行性能期望值，从而导致单个变速器部件具有更坚固或更大的

尺寸。这引起了较大的变速器重量。换言之，这种必要的变速器的设计的结果是，大部分用户（保守的司机）在车辆的平均运行性能上“拖着”不必要高的重量。对于这些用户，这导致了燃料消耗的增加，并因而也导致更多的排放物（在内燃机中）等。

为了监视机动车辆变速器的工作，由专利 DE19731842A1 可知，可检测位置可变的变速器元件的位置，并通过评价标准检查该位置可变的变速器元件是否处于预定的目标位置。因此，可避免由公差引起的故障，并且可以延长运行性能。

从最初提及的专利 WO 01/61653 A1 可知，通过运行性能估计确定剩余运转持续时间，使得在到达技术运行持续时间终点之前，即失效之前，预防性的维护/修理成为可能。

通常，公知的是，监视特定参数，例如，车辆的运行时间和载荷，以便允许依赖于用户的，并依赖于时间的早期损伤检测（DE 10161998 A1）。

因此，例如，已知的是，实施车辆维护的间隔根据以车辆单个参数载荷函数而变化，而不是固定的维护间隔，例如，10 或 15 千公里。

发明内容

因此，本发明的目的是详细说明一种方法用来控制自动机动车辆动力传动系统，和这种动力传动系统本身，在本发明中，可以获得高的平均运行性能，同时低的变速器重量。

在最初提及的控制方法中，该目的通过以下方式实现，代表由发动机引起的变速器上的最大载荷的载荷极限参数被设为所检测到的磨损参数的函数。

在最初提到的自动动力传动系统中，该目的通过执行根据本发明的方法的控制装置可实现。

因此，该目的完全实现。

这是因为，依靠设置载荷极限参数这一措施，可把变速器上的最大载荷设为所检测到的磨损参数的函数。

换句话说，可把变速器的载荷记录设为磨损参数的函数。如果磨损参数表明了变速器部件的高磨损或高疲劳，则减小变速器的最大载荷，以便由此在以后“保护”变速器部件或使其承受较小载荷。

这使以下成为可能，例如，设计变速器或至少变速器的部件，使得例如仅在变速器平均载荷的情况下，达到平均运行性能期望值。当然，该设计也可以是这样的，在变速器承受一般水准以上但不是最大的载荷的情况下，达到平均运行性能期望值（例如，最初提到的 10 万公里）。

在这种设计中，当考虑到保守司机时，磨损参数将大概保持在某一值，使得变速器上的最大载荷不受限制。相反，对于那些在运行性能期间使变速器承受大大高于平均水准的载荷的注重性能的司机，磨损参数可能采取某一值，使得变速器的最大载荷（通过载荷极限参数设定）在合适的时间点上被减小。这样的结果是，随后，为该司机限制变速器的功率消耗。通常，这可通过设定发动机功率输出的极限来实现，并且也具有另外的积极效果，在适当的情况下，发动机也受到保护。然而，理论上甚至可考虑通过其它措施限制功率消耗，例如通过打开或部分打开插在发动机和变速器之间的隔离离合器。

由此可是实现的是，承受高应力的变速器到达此时间点后，随后被有效限制功率消耗，以便减小以后的载荷。优选地选择该时间点和

最大载荷减小程度，使得在任何类型的司机的情况下，该变速器可达到平均运行性能期望值。在极限情况下，可以通过根据本发明的方法“重新调节”平均运行性能期望值到特定运行性能。

特别优选的是，在运行性能期间重复地，特别是连续地检测变速器的磨损参数，并且重复地重新把载荷极限参数设为该磨损参数的函数。

在这种对相关参数的重复的，特别是连续的检测和设定的情况下，如上面已经提到的，能够以闭循环的方式相对准确地设定变速器的运行性能期望值，以便实现车辆固有的安全和免损伤运转，甚至不用实施检查间隔。

例如，平均运行性能期望值可设为对应于司机引起的平均应力的特定值。

如果变速器或其零件在一开始就承受一般水准以上的应力，在特定时间点后或直接从开始，变速器上的最大载荷，即载荷极限，被减小为“预防性地”。如果变速器或变速器部件的应力继续在一般水准以上，逐渐降低载荷极限，使得在达到平均运行性能期望值时，即使注重性能的司机最终不会比保守司机具有明显较高的失效率。

对于保守的司机，载荷极限将可能在全部运行性能上不会降低。

当然，对于注重性能的司机，这意味着可用功率分步地或连续地减小。这在最初可能是那么微小，以至于司机没有注意到。然而，在极端情况下，载荷极限也可能减小到某一程度使得可明显地检测到这种减小或发生相应的、发向司机的信号发送。

根据特别优选的实施例，磨损参数存储在机动车辆控制设备。在

这种情况下，磨损参数是优选地不断更新的参数。

根据另一优选实施例，机动车辆控制设备自动设置载荷极限参数。

虽然在理论上也可考虑的是，在定期维护的框架内，通过在车间里编制程序，载荷极限参数设为“手动”，然而，优选的是，在运行性能期间，载荷极限参数由机动车辆控制设备自动地设为磨损参数的函数。

根据另一实施例，优选地，该变速器是具有多个档位级的变速齿轮箱（change transmission），检测至少一些档位级的单独磨损参数。

依靠这种措施，单个档位级的磨损参数群组可以更精确地反映变速器的载荷。

然而，当仅仅检测整个变速器的单个磨损参数时，只能示出大致的或平均的变速器应力，在优选实施例中，以下情况是可能的。例如，当司机使特定档位级承受特别高的应力时，就是说，例如在城镇交通中不断以第二档位级驾驶时，就可以检测到。在这种情况下，第二档位级的磨损参数代表比第三档位级磨损参数高的应力。相反地，对于那些主要在公路上驾驶的司机，可能的情况是，最高档位级的磨损参数已经反映了相对高的应力，而较低档位级的磨损参数仅表明低的应力。由于变速器磨损这些不同的现象，可以给变速器上的最大载荷设定优化的极限。

特别优选的是，变速器具有至少一个齿轮，并检测该齿轮的单独磨损参数。

在本实施例中，可把载荷极限定为单个齿轮的磨损参数的函数。

在这种情况下，特别优选的是，在变速器的运行性能期间，档位级或齿轮的磨损参数是一个与转数成比例的值。

在这种情况下，磨损参数不依赖于车辆驾驶性能的高低，而是依赖于各个齿轮实际承受的应力大小。

特别优选的是，在变速器的运行性能期间，齿轮档位级的磨损参数与转数成比例，并与在各种情况下由档位级或齿轮传递的转矩成比例。

因此，对于磨损参数，不仅考虑轮副或齿轮已经进行了多少转，也考虑了在这种情况下它已经传递了多少转矩。

在最简单的例子中，在各种情况下由齿轮传递的平均转矩假定为常量转矩。例如，在特定轮副的齿轮中，表征该档位级的固定值被假定为传递的转矩。然而，由于在机动车辆控制设备中，各种情况下传递的转矩通常是已知的，（例如，由节流阀或类似物的位置），传递的转矩也可通过积分获得。例如，在特定档位级的行程中，依赖于车辆速度的转数可检测到，并且同时可检测到各种情况下传递的转矩，该转矩依赖于发动机转矩和发动机加速度（发动机加速度在这种情况下是发动机转速相对时间的改变）。这两个变量随后进行乘法和积分运算，以便确定磨损参数。

因此，本实施例考虑了各齿轮实际上承受了多高的载荷。

此外，有利的是，变速器具有至少一根轴，并且检测该轴的单独磨损参数。

在这种情况下，可检测变速器的更加重要的部件的磨损或在车辆运行性能上的载荷的积聚。如果适当，减小载荷极限使轴承受较小载

荷。

在这种情况下，有利的是，变速器还具有至少一个旋转轴承，特别是滚动轴承，并且检测旋转轴承的单独磨损参数。

因此，在本实施例中，也可检测旋转轴承的磨损或载荷。

在这种情况下，优选地，轴和/或旋转轴承的磨损参数与轴或旋转轴承的转数成比例。

总体来说，同样有利的是，该变速器是具有多个档位级的变速齿轮箱，并且为至少一些档位级独立地设定载荷极限参数。

特别有利的是，也检测各档位级的单独磨损参数。

在这种情况下，为了准确，变速器的载荷极限参数可以为各档位级单独地确定。例如，司机使特定档位级承受特别高的应力，可能的情况是，在达到平均运行性能期望值之前降低载荷极限，特别地仅对于该特殊档位级。在所有其它档位级中，可如前设定最大载荷极限。

在这种情况下，必须记住的是，在前部横向变速箱中，常啮合的齿轮和最终传动的齿轮必须总是传动动力，而与选定的档位无关。

总体来说，有利的是，载荷极限参数是这样的一个值，该值与从发动机传递到变速器的最大转矩成比例。

该转矩对于齿轮上的载荷特别重要，这是因为，随着载荷的上升，齿轮可能出现疲劳现象，或发生点蚀或类似物。

根据另一优选实施例，载荷极限参数是这样的一个值，该值与从

发动机传递到变速器的最大转速成比例。

特别对于轴和旋转轴承，转速是表征相应载荷的参数。因此，当轴或旋转轴承的磨损参数达到特定值时，可限制变速器的最大输入转速，使得相应的轴或相应的旋转轴承在以后不再承受如此高的载荷。

此外，有利的是，载荷极限参数是这样一个值，该值与从发动机传递到变速器的最大旋转加速度成比例。

因此，在本实施例中，在确定载荷极限参数的中也结合了旋转加速度，即转速的一阶导数。在另外实施例中，这当然也可能应用于转速的二阶导数。

通常，在自动变速器中，总是需要用来检测在各种情况下的磨损参数的传感器。因此，用来控制动力传动系统的机动车辆控制设备通常包含关于哪个档位级精确接合的信息。此外，具有关于各情况下所传递的转矩的信息，例如通过节流阀或类似物的位置。通常，发动机的转速也是被不断地检测到的测量值。

然后，由于相应的值被测得并进行适当的处理，用来确定轮副、齿轮、轴和/或旋转轴承相应的磨损参数，因而动力传动系统的控制设备在特定软件程序的框架内可以不断地检测磨损参数。

因而，为了实施根据本发明的方法，必要的是，控制设备具有一定计算能力，并具有存储空间用于磨损参数和相关的载荷极限参数。通常，不必提供特定的单独硬件。

当根据本发明的方法被转移到手动换档变速器时，这些在任何情况下都使用。通常，在这种变速器中，没有关于哪一档位刚被选定的信息。这些可通过另外的合适的传感装置检测。

应理解到，上述的特征和那些将在下面解释的，不仅可按各实施例指定的组合使用，也可按其它组合或单独使用，而不会偏离本发明的范围。

附图说明

本发明的示例性实施例在附图中示出，并在下面的说明中进行更详细的解释。附图中：

图 1 示出了变速箱或变速箱部件的磨损参数和载荷极限参数的图表，这些参数作为运行性能的函数，用于说明根据本发明的方法的第一实施例；

图 2 示出了与图 1 类似的，根据本发明的方法的另一实施例的图表；

图 3 示出了根据本发明的动力传动系统的示意图；和

图 4 示出了存储在根据本发明的动力传动系统的控制设备中的磨损和载荷极限参数的示意图。

具体实施方式

图 1 是变速箱中的部件的磨损参数 V 和载荷极限参数 B 相对以公里为单位的运行性能 L 的图表。

在本文中，运行性能 L 等效于安装了该变速箱的车辆的使用寿命或公里数。

图 1 示出了平均运行性能期望值 LE 。例如，回头参考最初提到的例子，这期望值可能总计达 10 万公里。然而，该运行性能期望值 LE 也可能达到，例如 20 万公里。这主要依赖于安装有该变速箱的车辆设计的平均运行性能期望值。

磨损参数 V 和载荷极限参数 B 可能涉及变速箱的一部分，例如变

速箱的轮副、单个齿轮、轴或旋转轴承。然而，这些参数也可能涉及整个变速箱。例如，这可通过变速箱相关部件的单个磨损参数的计算合并而实现。可选地，变速箱的磨损参数也可以仅与最易磨损的变速箱部件相关。

最大载荷极限参数以 B_N 示出。选择最大载荷极限参数 B_N 使得变速箱可经受根据车辆发货时变速箱说明书或数据表的最大载荷。

变速箱上的载荷可以是，例如与变速箱的最大输入转矩成比例的一个值。载荷极限参数可以同时或可选地也是与变速箱最大输入转速成比例的一个值。也可以在需要时把旋转加速度并入载荷极限参数。

此外，图 1 示出，可把载荷极限参数在两步中减小到低于 B_N 的 B_1 ，和低于 B_1 的 B_2 。

此外，图 1 示出了最大磨损参数 $V_{\max}$ 。最大磨损参数 $V_{\max}$ 是磨损参数 V 的一个值，当达到平均运行性能期望值 LE 时，该磨损参数 V 将处于最大值。

换句话说，如果在达到平均运行性能期望值 LE 之前，部件具有最大磨损参数 $V_{\max}$ ，则变速箱失效的可能性将增加。这可能在达到平均运行性能期望值之前，完全由于磨损或疲劳现象而导致变速箱失效。

在根据本发明的方法的本实施例中，磨损参数 V 是一个参数，它在运行性能 L 其间被不断地检测。

对于轮副作为变速箱部件的情况，磨损参数 V 可表示为，例如，与轮副中的其中一个齿轮的转数成比例的一个值。此外，磨损参数 V 可以是与各种情况下由齿轮传递的转矩成比例的一个值。在本实施例中，磨损参数由传递的转矩在运行性能上的积分来确定。因此该磨损

参数包括转数和在这段时间内各个情况下的传递的转矩。

如果变速箱部件是变速箱的轴，可例如，基于转数计算磨损参数。这在变速箱部件是旋转轴承时同样适用。在这种情况下，把转数在变速箱的运行性能上积分。

在根据本发明的方法的本实施例中，提供了磨损参数的两个临界值 V_1 和 V_2 。临界值 V_2 低于最大磨损参数 $V_{\max}$ 。第二临界值 V_1 低于第一临界值 V_2 。

图 1 示出了变速箱部件的磨损参数 V' ，该变速箱安装在由很保守（defensive）的司机驾驶的车上。可以看到，直到达到平均运行性能期望值 LE 之前，磨损参数 V' 不会达到临界值 V_1 。因此，给定的载荷极限参数 B' 在整个运行性能 L 上保持在最大值 B_N ，直到达到了平均运行性能期望值 LE 。因而，即使在马上要达到 LE 之前，保守的司机仍然会使变速箱经受根据最初说明书的最大载荷。

此外，图 1 示出了变速箱部件的磨损参数 V'' ，该变速箱安装在由这样的司机操纵的车中，该司机把车全部置于较大的载荷下（在本例子中，为了简明的目的，这将用名称“更注重性能的驾驶方式”指定）。由于司机的更注重性能的驾驶方式，变速箱部件经受更快的磨损，磨损参数曲线 V'' 的较大的斜率示出了这种情况。因此，甚至在运行性能为 d_1'' 时，磨损参数 V'' 达到临界值 V_1 ，该运行性能 d_1'' 可能达到，例如平均运行性能期望值 LE 的一半。由于达到了临界值 V_1 ，载荷极限参数 B'' 在 d_1'' 处减小到值 B_1 。因此，在超过 d_1'' 处，变速箱或变速箱部件不能再承受这么高的载荷。磨损参数 V'' 在超过 d_1'' 后不再急剧地上升也反映了这种情况。这种情况的结果是，当达到平均运行性能期望值 LE 时，磨损参数 V'' 还没达到临界值 V_2 。因而，载荷极限参数 B'' 保持在值 B_1 ，直到 LE 。

高度注重性能的司机的磨损参数示出于 V''' 。因此，磨损参数从一开始就更加急剧地上升。在 d_1''' 处已经达到了临界值 V_1 ，在本实施例中， d_1''' 的值是运行性能期望值 LE 的大约三分之一到四分之一。因此，给定的载荷极限参数 B''' 在 d_1''' 处减小到 B_1 。因而变速箱部件承受比开始低的载荷，磨损参数曲线的较小的斜率示出了这一情况。然而，磨损参数 V''' 在 d_2''' 处，就是说在 LE 之前，已经到达另一临界值 V_2 。这种情况的结果是，载荷极限参数 B''' 在 d_2''' 处从 B_1 减小到 B_2 。这导致了变速器部件的最大许可载荷更进一步地减小。因此，在超过 d_2''' 后，该部件的磨损不再那么急剧地增加，磨损参数曲线 V''' 的更低的斜率示出了这种情况。因此，通过把载荷极限参数再次降低到 B_2 ，使得尽管司机要求最大性能条件，当达到平均运行性能期望值 LE 时，在整个运行性能上还是没有达到最大磨损参数 V_{max} 。

因此，通过根据本发明的方法进行运行性能期望值的调节。即使变速箱部件从一开始就经受在一般水准以上的载荷（如在 V''' ），通过限制变速箱部件上的最大载荷可以实现的是，仍然能达到平均运行性能期望值 LE 。因而，在运行性能的进一步的过程中，司机不再能使变速箱部件经受根据最初说明书的最大载荷。这可反映在这种情况下，司机将不能使用发动机的全部转矩，尽管他要求最大性能（例如，完全压下油门踏板）。从而可通过载荷极限参数减小最大输入转矩。可选地或另外地，也可限制最大转速。

在图 1 所示的根据本发明的方法的实施例中，为磨损参数提供了两个临界值 V_1 ， V_2 和由此引起的载荷极限参数的两个台阶 B_1 ， B_2 。然而，应理解到，甚至可改为仅提供一个临界值 V_1 。可选地，在载荷极限参数 B 减小的台阶数相应增加的情况下，甚至可提供多于两个的磨损参数的临界值。

此外，也可设想根据以下系统学的连续调节。在这种情况下，假定一般的司机（或者，在极限情况下，甚至一个特别保守的司机）在

达到平均运行性能期望值 LE 时，达到了最大磨损参数 $V_{\max}$ 。这可通过在变速箱零件的设计中采用适当的尺寸实现。

至于那些使变速箱零件承受较高载荷的所有司机，在开始时磨损参数将更急剧地上升。那么，可通过调节载荷极限参数而实现的是，即使是潜在地注重性能的司机，当达到平均运行性能期望值 LE 时，正好达到值 $V_{\max}$ 。根据本发明的这类方法导致了，当达到平均运行性能期望值是，按照设计，变速箱或变速箱零件被充分“利用”。应理解，在这种方法中，假定当达到平均运行性能期望值 LE 时，变速箱零件或变速箱作为整体被更换，因为那时失效的可能性将高度超比例地上升。

在图 1 中，各种情况下的磨损参数以线性函数示意地示出。应理解到，在实际中，磨损参数将分阶段增长，确切地说，特定的齿轮或特定的轮副总是被选择用于特定的档位级并由此承受应力。相反，在该档位级未被选中的阶段，没有或基本上没有应力，因而磨损参数基本上保持不变。

然而，将从全文理解到，磨损参数是一个值，它随着机动车辆的运行性能而增加。

此外，至于轮副/齿轮的磨损参数，可区分牵引运转的磨损参数和滑移运转的磨损参数。在这种情况下，在牵引运转的各个情况下传递的转矩可通过以下方式被确定，例如，通过机动车辆发动机的节流阀的位置，或通过可类似的信号。

在滑移运转时，其中轮副中齿轮的齿承受在另一方向上的应力，滑移转矩可通过以下方式被检测到，例如，通过其它本身已知的算法。

然而，为了简明的目的，下面假定，对于齿轮，仅仅把说明牵引应力的磨损参数用于根据本发明的方法。

图 2 示出了与图 1 类似的图表，并示出了根据本发明的方法的一个可选实施例，基于磨损参数 V^{IV} 连续调节载荷极限参数 B^{IV} 。在这种情况下，可从磨损参数 V^{IV} 的曲线看到，变速箱零件在开始时承受相对低的载荷（例如，由保守司机驾驶）。然而，在时间点 d_{VK} ，该车辆被卖出。从该时间点开始，车辆由更加注重性能的司机驾驶，因而，磨损参数曲线的斜率增加。因此，在 d_{VK} 后面，载荷极限参数 B^{IV} 也逐渐降低。由司机引起的载荷虽然这么高，然而，在达到平均运行性能期望值 LE 之前，载荷极限参数 B^{IV} 达到最小值 B_{min} 。 B_{min} 的值代表一种状态，在该状态下，变速箱上的载荷被限制到某一范围，使得机动车辆的合理运转仍然可能。然而，载荷极限的进一步减小将导致不再能够充分地移动车辆。

因而，在超过运行性能 d_A 后，载荷极限参数 B^{IV} 保持在值 B_{min} 。

然而，为了使司机清楚他已经使变速箱承受如此高的载荷以至于达到了特定极限（ B_{min} ），并且，如果继续该高载荷，他必须由此预期变速器过早地失效，在 d_A 处发出相应的警报信号 A ，用来把这些清楚地发信号给司机。

应理解到，应该选择总体设计，使得这种状态仅在司机使变速箱或变速箱部件承受大大超过平均载荷的情况下出现。相反，对于全部司机中的大部分，将不会达到该最小载荷极限参数 B_{min} 。

如图 1 和 2 所示，在根据本发明的方法的实施例中，一般地假定磨损参数 V 只能增加。当然，这仅在磨损（通常，不能被抵消）的范围内符合事实。

然而，可能出现这种情况，即车辆在运行性能开始处承受特别高的载荷，那么，根据本发明的调节装置在早期介入用来降低变速箱或

变速箱零件的载荷极限。

如果该车辆随后卖出，例如，卖给特别保守的司机，则磨损参数将仅仅高度亚比例（under-proportionally）地增加。只要合适的算法检测到这种情况，然后可以再取消载荷极限参数的降低。这将导致至少提供该保守的司机使变速箱承受最大载荷（例如，在紧急情况下）的可能性。

图 3 示出了根据本发明的动力传动系统 10 的示意图。

动力传动系统 10 具有内燃机 12，启动和隔离离合器 14 和自动换档变速箱 15。

换档变速箱 15 被配备成正齿轮变速箱，具有对应于多个档位级的多个轮副 16，18，20，22。第一换档套筒 24 用于交替地换档轮副 16 或轮副 18。第二换档套筒 26 用于交替地换档轮副 20 或轮副 22。

此外，自动换档变速箱 15 具有由常啮合轮副 31 保持连接的副轴 28 和输出轴 30。副轴 28 借助多个旋转轴承（滚动轴承）安装，其中一个轴承示出于 32。输出轴 30 借助多个旋转轴承安装，其中一个轴承示意性地示出于 34。

此外，图 3 示出了控制设备 40。该控制设备 40 连接到内燃机 12，启动和隔离离合器 14 和自动换档变速箱 15。

控制设备 40 可被构造为整体的控制设备。然而，它也可以实施为，在一方面向内燃机 12 提供疏散控制设备，并在另一方面向自动换档变速箱 15（并且，如果适当的，隔离离合器 14）提供疏散控制设备，并使得上级控制设备连接到这两个非中心控制设备。

控制设备 40 检测内燃机 12 的输出转速和转矩输出。此外，它为这两个变量各提供了极限值。

内燃机 12 的其它变量，如果适当，也可以被测量或控制（限制）。

此外，控制设备 40 启动换档套筒 24，26 用来选择和取消选择换档变速箱 15 的档位级。控制设备 40 因此“知道”换档变速箱 15 的相应状态。

控制过程产生在控制设备 40 内，并且 42 示意示出根据本发明方法的实施。

在这种情况下，单独地检测变速器零件的各种情况下的磨损参数并设定给定的载荷极限参数。这些参数包含在控制设备 40 的寄存器部分 44 中。

寄存器部分 44 示意性地示出于图 4。图 4 示出，单个变速箱零件的磨损参数已经拥有各种情况下的预置值（advanced value），具体地在 79%和 96%之间的范围。磨损参数 V 在这种情况下以最大磨损参数 $V_{\max}$ 的百分比给出。

例如，第一轮副 16 的磨损参数具有值 79%。另外的轮副 18，20，22 分别具有在所有情况下的磨损参数 91%，82%和 85%。相反，常啮合轮副 31 的磨损参数较高（例如，89%）。

此外，可以看到，在图 1 的实施例中，根据本发明的方法以第一临界值 V_1 和第二临界值 V_2 实施。临界值 V_1 ， V_2 也以百分比给出。对于轮副 16 到 22，临界值 V_1 在所有情况下达到最大磨损参数的 80%。临界值 V_2 达到最大磨损参数 $V_{\max}$ 的 90%。

第一轮副 16 具有磨损参数 79%，因而位于 V_1 下面。因此，给定的载荷极限参数 B 设为 100%。载荷极限参数在全部情况下同样地以相对最大载荷极限参数 B_N 的百分比给出，如图 4。

在变速箱中，第二轮副 18 承受明显较高的载荷。该磨损参数是 91%，并因而已经位于 V_2 上面。载荷极限参数因而降到 85%。

在全部情况下，第三轮副和第四轮副位于 V_1 和 V_2 之间，因而在全部情况下的载荷极限参数到达 95%。

应理解到，临界值 V_1 ， V_2 （分别在 80%和 90%）的选择，以及分别降低载荷极限参数到 95%和 85%的选择，将仅仅理解为例子。

此外，图 4 中的寄存器部分 44 显示，轴 28，30 及其轴承 32，34 也在磨损方面受到监视。

在这种情况下，设置临界值 V_1 为 90%，以及 V_2 为 95%。载荷极限参数 B 的台阶 B_2 ， B_1 设为 95%和 90%。

图 4 以分离值的形式示出了第一副轴 28 和第一轴承 32 的磨损参数。然而，由于转数对于这两个部件的磨损或疲劳通常是关键的，因此，对于这两个部件中的每一个，通常将仅采用一个磨损参数值。当然，这同样适用于输出轴 30 和给定的轴承 34。

单个变速器部件相互之间的比率如下面。对于轮副 16 到 22，在所有情况下可单独地设定载荷极限参数。因而，例如，可能有这样的情况，第一轮副 16 在运行性能的某一特定时间点可能承受 100%的载荷，而第二轮副 18 仅承受 85%的载荷，如图 4 所示。

因此，当换入第一轮副时，控制设备 40 可以如前面那样允许在变

速箱 15 的输入处具有最大载荷，但是，当换入第二轮副 18 时限制该载荷（通过限制变速箱 15 的转矩和/或输入转速）。

然而，轴 28，30 或轴承 32，34 通常在由变速箱 15 传输动力期间承受载荷，而不是独立于所选的档位级。这是因为轴和齿轮上的载荷通常也依赖于所换的档位（另外引入的力来自承载轮副）。变速箱 15 的最大载荷最终由已经具有最大磨损的变速箱部件决定，在图 4 所示的情况，该变速箱部件是常啮合轮副 31。其载荷极限参数设置为 90%。这意味着，变速箱 15 的载荷可以大致达到仅 90%，与所选档位级无关。

虽然，在图 4 的例子中，即使转换到变速器最大载荷的第一轮副 16 将达到仅 90%，第一轮副 16 仍然能够承受 100%的载荷，特别由于常啮合轮副 31 的载荷极限参数。

因此，可区分那些独立于各自换档状态而传递动力的变速器部件（轴/齿轮）和那些仅在换入状态时传递动力的部件（齿轮/轮副）。

轴/轴承公认地总是承受载荷。然而，如上所述，在所有情况下，选定的档位级也对轴/轴承的应力具有特定的、较小的影响。

然而，在许多情况下，在本发明的简化实施例中，将可能甚至免除轴和轴承的磨损的监视，而仅仅轮辐的磨损将受到监视。当然，在这种情况下，由于将假定，总是处于功率通量中的部件总是能承受 100%的载荷，计算出的、在各种情况下的、各轮副的载荷极限参数将最终决定变速器的最大载荷。

通常，也可能代替轮副磨损参数而提供轮副的一个齿轮或全部齿轮的磨损参数。

此外，也可能相应地把根据本发明的方法应用于其它类型的动力

变速器，例如具有液动转矩变换器的自动变速器，用于连续可变变速器、环形变速器、双离合变速器等。

应理解，也可相应地监视启动和隔离离合器的磨损。这可通过以下方法实现，例如，通过与所传递转矩的积分成比例的磨损参数，乘以相应的滑差率（slip），从而以计算的方式确定磨损。当然，也可能借助单独的磨损传感器检测启动和隔离离合器的磨损，磨损传感器就是检测衬套厚度的传感器。

当然，通常也可能对内燃机实施相似的控制或调节策略，在这种情况下，例如，通过转速和/或传递的转矩（也通过如前面实施例中的积分），可以确定磨损参数。

最后，也可能把动力传动系统的单个元件的磨损参数相互组合。

此外，对于齿轮，可以区分牵拉载荷和滑移载荷。因而，对于齿轮，可为牵拉载荷提供磨损参数，也可为滑移载荷提供另一个磨损参数。

在自动变速器中，通常在控制设备中提供用来计算磨损参数所需的变量。至于手动换档变速器，例如，将必须提供另外的传感装置，该装置在所有情况下检测哪个档位被选中，以及此时传递那个转矩（或者在各种情况下以哪个转速操纵档位级）。

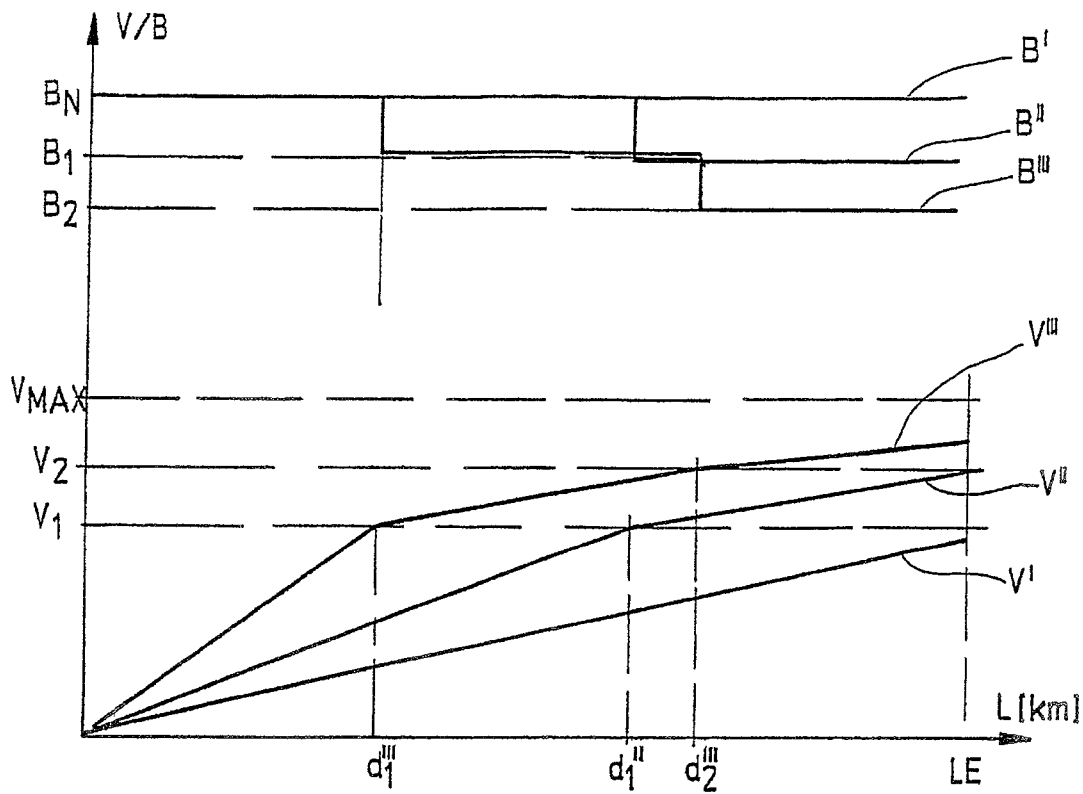


图1

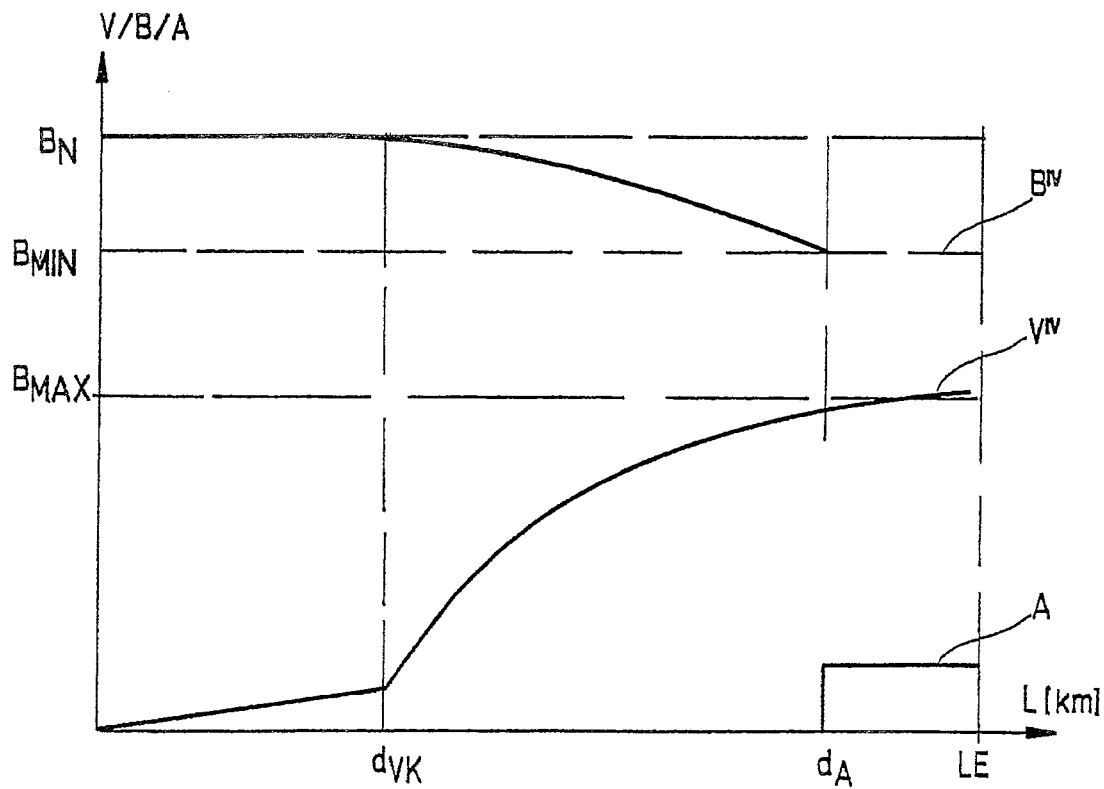


图2

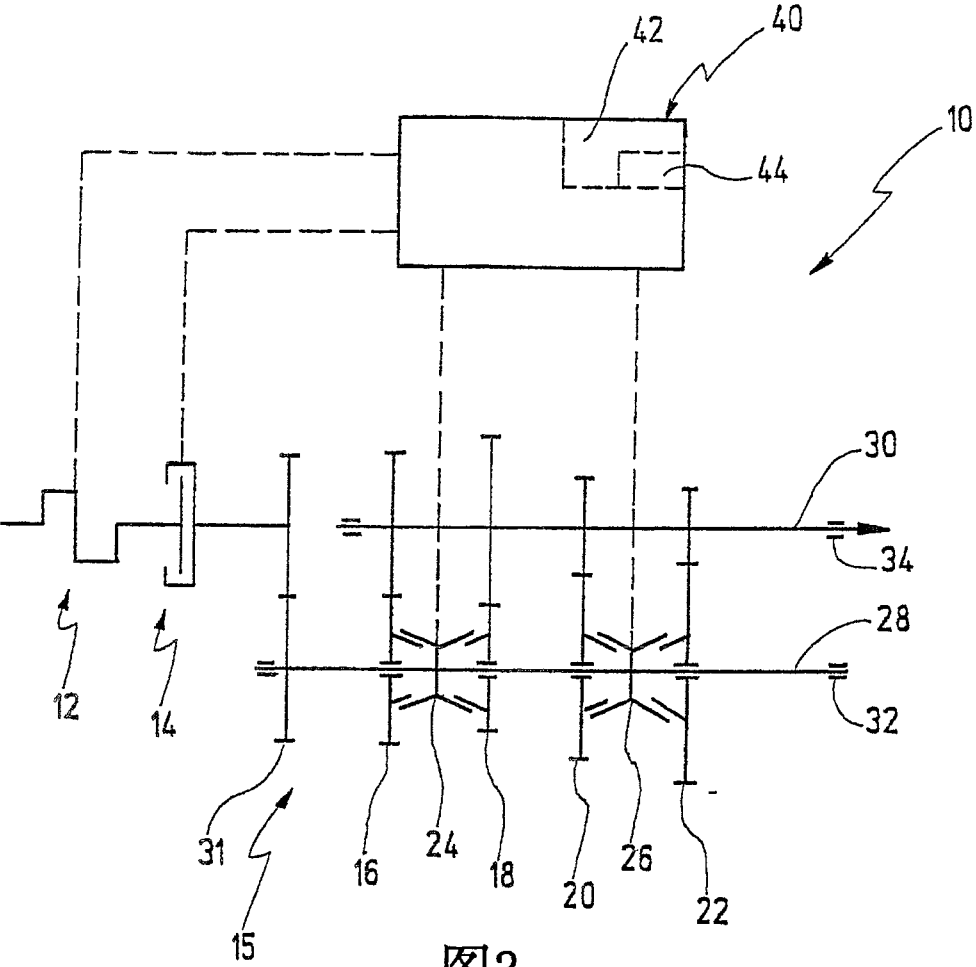


图3

	$V/V_{MAX} \times 100$	$V1/V_{MAX} \times 100$	$V2/V_{MAX} \times 100$	$B/B_N \times 100$
第1轮副16	79%	80%	90%	100%
第2轮副18	91%	80%	90%	85%
第1轮副16	82%	80%	90%	95%
第2轮副22	85%	80%	90%	95%
副轴	89%	90%	95%	100%
输出轴	91%	90%	95%	95%
第1轴承	96%	90%	95%	90%
第2轴承	80%	89%	94%	96%
常啮合轮副31	89%	90%	95%	90%

图4