



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105143720 B

(45)授权公告日 2019.09.27

(21)申请号 201480011867.5

布莱恩·达特森

(22)申请日 2014.01.10

安德鲁·迪福瑞特斯

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105143720 A

(74)专利代理机构 北京律盟知识产权代理有限
责任公司 11287

(43)申请公布日 2015.12.09

代理人 蒋林清

(30)优先权数据

(51)Int.Cl.

PCT/EP2013/050425 2013.01.10 EP

F16H 15/38(2006.01)

PCT/EP2013/050431 2013.01.10 EP

F02B 39/04(2006.01)

PCT/EP2013/050433 2013.01.10 EP

F16H 61/664(2006.01)

1300453.6 2013.01.10 GB

(56)对比文件

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2015.09.01

CN 102803680 A, 2012.11.28, 说明书第51-79段, 附图1-10.

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/EP2014/000247 2014.01.10

US 2012000446 A1, 2012.01.05, 说明书具体实施方式, 附图1-20.

(87)PCT国际申请的公布数据
W02014/108345 EN 2014.07.17

US 2010267510 A1, 2010.10.21, 说明书具体实施方式, 附图1-25.

(73)专利权人 艾里逊变速箱公司
地址 美国印第安纳州

CN 1768194 A, 2006.05.03, 全文.

CN 1912364 A, 2007.02.14, 全文.

(72)发明人 詹姆斯·沙维 约翰·富勒

审查员 张纵纵

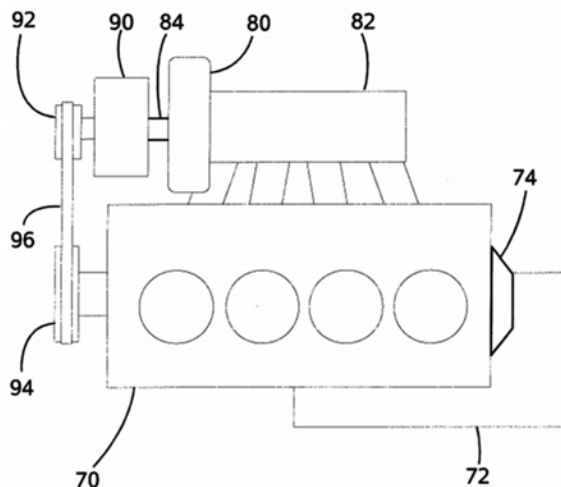
权利要求书3页 说明书11页 附图14页

(54)发明名称

用于增压器的驱动装置

(57)摘要

本发明公开了一种用于内燃机的增压装置。所述增压装置包括具有旋转驱动输入的增压器、以及传输装置,所述传输装置具有用于从内燃机接收驱动力的旋转驱动输入和连接到增压器的输入的旋转驱动输出。所述传输装置包括可操作地连接在传输装置的输入与输出之间的变速器,所述变速器具有由输入以运行比驱动的输出。具有控制系统,所述控制系统操作以使发动机输送由控制系统的输入的状态指示的一定量的转矩。所述控制系统进一步操作以设置变速器的运行比。



1. 一种用于内燃机的增压装置,包括:
增压器,所述增压器具有旋转驱动输入;
传输装置,所述传输装置具有从所述内燃机接收驱动力的旋转驱动输入和连接到所述增压器的所述旋转驱动输入的旋转驱动输出;其中:所述传输装置包括能够操作地连接在所述传输装置的所述旋转驱动输入与所述旋转驱动输出之间的变速器,所述变速器具有由输入座圈以运行比驱动的输出座圈;以及
控制系统,所述控制系统操作以使所述内燃机输送由所述控制系统的输入的状态指示的一定量的转矩,其中所述控制系统能够操作以设置所述变速器的所述运行比以及调节所述变速器的所述运行比以确保所述增压器速度的变化率不超过预定极限,且其中所述控制系统能够操作以计算在所述增压器出口处的压力从而产生增压器空气压力要求并计算在所述内燃机当前转速下获得所述增压器空气压力要求所需的空气流量。
2. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述变速器受到比率控制。
3. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述变速器是环形的。
4. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述控制系统的所述输入直接由人确定。
5. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述控制系统的所述输入是自动化的。
6. 根据前述任一项权利要求所述的增压装置,其中,所述控制系统能够操作以计算控制变量的目标值。
7. 根据权利要求6所述的增压装置,其中,所述控制变量表示与所述增压装置相关联的所述内燃机的操作的瞬时状态。
8. 根据权利要求7所述的增压装置,其中,所述控制变量表示所述增压器的压缩机速度、歧管空气压力、增压器增压压力、空气流量、发动机输出速度和发动机输出转矩中的一个或多个。
9. 根据权利要求7所述的增压装置,其中,所述控制系统操作以使所述变速器以引起所述控制变量接近所述目标值的比率运行。
10. 根据权利要求9所述的增压装置,其中,所述控制变量为增压器速度,所述控制系统操作以使所述控制变量渐进地接近所述目标值。
11. 根据权利要求7所述的增压装置,其中,所述控制系统能够操作以计算目标变速器比率,使得所述增压器运转的速度接近所述目标变速器比率以获得所述控制变量的所述目标值。
12. 根据权利要求11所述的增压装置,其中,所述预定极限是总发动机转矩的函数、所述总发动机转矩的一定比例和固定的最大值中的一个或多个。
13. 根据权利要求1-5任一所述的增压装置,其中,所述控制系统能够操作,以便以一定速率加速所述增压器,所述速率为误差值的函数或者与为目标速度和所述增压器的当前速度之间的差值的误差值成比例。
14. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述变速器是全环形变速器。
15. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述变速器的元件之间的驱动通过牵引流体发生。
16. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述变速器包括能够操作以设置所述变速器的比率的致动器。

17. 根据权利要求16所述的增压装置,其中,所述致动器是电动操作的。

18. 根据权利要求1所述的增压装置,其中,所述变速器包括:

输入表面和输出表面,所述输入表面和所述输出表面同轴地安装用于绕着变速器轴线旋转;

基本上成形为环状的座圈;

环形空腔,所述环形空腔限定在所述输入表面和所述输出表面之间;和

多个滚动元件,所述多个滚动元件设置在所述输入表面与所述输出表面之间且在相应的接触区处与所述输入表面和所述输出表面驱动接合,每一个所述滚动元件安装在托架组件上以用于绕着滚动轴线旋转,每一个所述滚动元件自由地绕着倾斜轴线枢转,所述倾斜轴线通过所述滚动元件、垂直于所述滚动轴线且在辊子中心处与所述滚动轴线相交,由此所述倾斜角度的变化引起为所述座圈的旋转速度的比率的所述变速器比率变化。

19. 根据权利要求18所述的增压装置,其中:

每一个托架组件都能够引起枢转运动,所述枢转运动绕着俯仰轴线,从而导致所述滚动元件的俯仰角度变化,所述俯仰轴线通过所述辊子中心且通过所述接触区;以及

所述变速器还包括控制构件,所述控制构件能够操作以使相应的托架组件承担所述枢转运动,从而改变所述俯仰角度,因此推动所述多个滚动元件绕着所述滚动元件的倾斜轴线枢转并从而提供变速器比率的变化。

20. 根据权利要求18所述的增压装置,其中,所述所述变速器的所述环形空腔容纳不多于两个的滚动驱动元件。

21. 根据权利要求18-20中任一项所述的增压装置,其中,所述变速器还包括反作用构件,所述反作用构件能够操作地连接到所述多个滚动元件,使得所述反作用构件承受所述环形空腔内的来自所述滚动元件的反作用转矩。

22. 根据权利要求19所述的增压装置,其中,所述变速器的至少一个托架组件绕着所述俯仰轴线的运动由所述变速器的一个或多个部件除了绕着所述俯仰轴线旋转之外的移动所引起。

23. 根据权利要求18-20中任一项所述的增压装置,其中,所述变速器还包括:

限定第二环形空腔的第二输入表面和面对的第二输出表面;

多个第二滚动元件,所述多个第二滚动元件设置在所述第二输入表面和所述第二输出表面之间且与所述表面驱动接合,每一个所述滚动元件能够旋转地安装在该滚动元件的相应托架组件上且能够绕着通过所述滚动元件的中心的轴线倾斜,以便改变所述变速器比率,并且每一个所述滚动元件安装用于枢转运动,从而使所述滚动元件绕着通过所述滚动元件的中心且垂直于所述滚动元件的所述旋转轴线以及还垂直于比率变化轴线的轴线承担所述的枢转运动;

控制构件,所述控制构件用于致动至少一个所述托架组件,以使各个所述滚动元件承担所述的枢转运动,从而引起倾斜角度变化和变速器比率变化;和

第一反作用构件和第二反作用构件,所述第一反作用构件能够操作地连接到所述环形空腔中的所述多个滚动元件,所述第二反作用构件能够操作地连接到所述第二环形空腔中的所述多个第二滚动元件,使得所述第一反作用构件和所述第二反作用构件承受由各自的滚动元件产生的反作用转矩。

24. 根据权利要求23所述的增压装置,其中,所述变速器还包括载荷共享组件,所述载荷共享组件能够操作地连接到所述环形空腔和所述第二环形空腔的所述反作用构件,使得来自所述反作用构件的反作用转矩被平衡。

25. 根据权利要求1-5任一所述的增压装置,其中,所述变速器包括转矩感测装置,所述转矩感测装置能够操作以在所述变速器施加到所述增压器的转矩超过阈值时减小所述变速器的比率。

26. 根据权利要求1-5任一所述的增压装置,还包括:
加速齿轮组,所述加速齿轮组与所述变速器串联连接。

27. 根据权利要求26所述的增压装置,其中,所述加速齿轮组被连接在所述变速器和所述增压器之间。

28. 根据权利要求26所述的增压装置,其中,所述加速齿轮组是行走轮驱动式周转圆齿轮组。

29. 根据权利要求28所述的增压装置,其中,所述周转圆齿轮组与所述变速器共享牵引流体。

30. 根据权利要求1-5任一所述的增压装置,其中,所述增压器包括离心式压缩机。

31. 根据权利要求1-5任一所述的增压装置,其中,所述增压器包括正排量压缩机。

32. 根据权利要求1或14-20中任一项所述的增压装置,其中,所述控制系统能够操作以调节所述变速器比率,以确保所述变速器的增压器速度以确保施加到所述发动机的所述输出的转矩不超过预定极限的比率变化。

33. 一种用于车辆的动力传动系统,包括内燃机且具有感应系统,所述感应系统包括根据权利要求1-5任一所述的增压装置。

34. 根据权利要求33所述的动力传动系统,其中,所述控制系统操作以引起所述变速器以使所述动力传动系统的控制变量接近目标值的比率运行。

35. 根据权利要求34所述的动力传动系统,其中,所述控制变量表示所述增压器的压缩机速度、歧管空气压力、增压器增压压力、空气流量、发动机输出速度和发动机输出转矩中的一个或多个。

用于增压器的驱动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于增压器的驱动装置。具体地,本发明涉及一种用于增压器的驱动装置,其中通过包括无级变速器(CVT)的驱动系统将驱动从内燃机传送到增压器。

[0002] 本发明具体地应用于客车和轻载车辆。虽然这不是本发明的唯一应用,但是本申请将用作如何可以实施本发明的说明的基础。在这点上,本发明的实施例通常将用在发动机上,所述发动机由驾驶员使用脚踏板控制,从而允许驾驶员控制引起被发动机输送到车辆的传动装置的转矩的量。在汽油机的情况下,该踏板将直接或间接控制调节进入发动机的空气的流量的节流阀的位置,而在柴油机的情况下,踏板将直接或间接控制将喷射到发动机中的燃料的量。因此,在本说明书中,通常使用的术语“油门踏板”将用于通常表示这种与其对发动机操作的实际物理效应无关的踏板。

背景技术

[0003] 压力感应被视作对提高内燃机效率有重要的贡献。具体地,由发动机驱动的增压器(与排气式涡轮增压器相反)可以对任何给定时间进入发动机的空气量提供相当大程度的控制。

[0004] 通常,增压器必须被驱动的转速大于发动机曲柄轴的转速一个大的因子。例如,用于客车的典型汽油发动机将以在750rpm与6000rpm之间的速度运行,而离心式增压器可能需要以在40000rpm与250000rpm之间的速度运行。迄今,这已经典型地通过在曲柄轴与增压器之间设置固定比率的增速齿轮系来获得。

[0005] 显然以曲柄轴速度的固定倍数驱动增压器不是最佳的。如果增压器系统被构造成以低发动机速度输送最大可能的发动机转矩,则功率在高发动机速度下出现浪费。如果压缩机被装上齿轮使得所述压缩机以高发动机速度供应最大的可能的发动机转矩,则低发动机速度下的发动机转矩可能不足。曲柄轴与增压器之间的可变比率驱动可用于减少输送到增压器的浪费的能量的量,同时在低发动机速度下最大化转矩输出。可连续变化比率的驱动优于步进变化比率的驱动。

[0006] 现在考虑以下情况,即发动机运转以使用发动机可用转矩中的较小百分比的转矩以基本上稳定的速度驱动车辆,并且驾驶员突然压下油门踏板,例如以便追上较慢车辆。理想地,增压器将在尽可能短的时间内加速到其最大速度以响应驾驶员对最大发动机转矩的要求。响应于这种要求,如果可变比率的驱动被立即从低比率扫掠到高比率,则发动机的输出转矩的相当大部分仅需要加速增压器,因此将不用加速车辆。在没有适当控制的情况下,可以想到的情况是这么多转矩被增压器驱动吸收,突然的油门踏板输入实际上会导致输送给驱动轮的转矩瞬时减少。这是非常不希望出现的。

[0007] 包括转矩受控的变速器的无级变速系统可以提供对该控制问题的直接解决方案。这种变速器对本领域技术人员是公知的,并且是典型的但不是唯一的环形行走轮驱动式。到传输装置的控制输入可以控制将要输送给增压器的最大惯性(或加速)转矩,并且这可以被设置成预定的最大值或者当前的总发动机转矩的一个比例值(可以是固定或可变的)。然

而,这种变速器系统由于其通常需要能够将重要的动力输送到变速器的辊子托架的致动器且需要相关联的液压控制设备,因此所述变速器系统昂贵且很重。因此,虽然这种传输装置可以解决控制问题,但是所述传输装置无法在成本和重量必须被保持在最小限度的客车中提供可接受的使用方案。

发明内容

[0008] 本发明的目的是提供一种可以通过无级变速器由内燃机驱动增压器的装置,所述无级变速器能够提供有效操作所需的控制程度,同时保持成本、重量和复杂性最小化。

[0009] 为此,本发明的第一方面提供一种用于内燃机的增压装置,包括:

[0010] 增压器,所述增压器具有旋转驱动输入;

[0011] 传输装置,所述传输装置具有接收来自内燃机的驱动的旋转驱动输入和连接到增压器的输入的旋转驱动输出;其中所述传输装置包括变速器,所述变速器可操作地连接在传输装置的输入与输出之间,所述变速器具有由输入以运行比驱动的输出;

[0012] 其中:

[0013] 控制系统操作以使发动机输送由控制系统的输入的状态指示的一定量的转矩;并且优选地控制装置可操作以设置变速器的运行比。

[0014] 在获得本发明中,发明人认识到与明显优选的转矩控制相比,比率控制下的变速器操作的缺点会由于通过操作特定比率控制执行过程所需的比较简单且小的功率获得的节约成本和减少体重而突显。转矩控制下的操作允许简单地实现控制系统(控制系统必须做的是设置对将施加到发动机或增压器的转矩的限制),而比率控制呈现明显更大的技术挑战。

[0015] 概括地说,控制系统必须操作以使发动机输送由控制系统的的一个或多个输入的状态指示的一定量的转矩。这种输入可以直接由以下方式来确定:由人(例如,车辆的油门踏板)确定;由诸如巡航控制或自动驾驶仪的自动控制确定;由其它车辆控制系统(例如稳定性控制系统)确定;由发动机调速器(本身可以为发动机控制系统的机械或一体部分)或者车辆动力系统确定,所述车辆动力系统可以包括自动或自动化的变速箱、无级变速传动和CVT(其示例包括机械变量、电气变量或者液压变量)、储能系统(例如,机械式(例如飞轮)、电气式(例如电池)或液压式(例如蓄能器))中的一个或多个;或者由其它驱动装置确定,例如空气压缩机、空调系统、交流发电机、油泵和任何一种动力输出驱动器械。基于此以及对瞬时操作状态的认识,控制系统可以对表示内燃机的与增压装置相关联的操作的状态的控制变量计算目标值。基于对发动机速度的认识,控制系统可以操作以计算目标变速器比率,使得增压器运行的速度接近该目标变速器比率以获得控制变量的值。

[0016] 控制系统可以进一步操作以调节变速器比率,以便确保增压器速度的变化比不超过预定极限,例如以确保施加到发动机的输出或者变速器的转矩不超过阈值。例如,这可以为当前可获得的总发动机转矩的一定比例和固定的最大值中的一个或多个。例如,控制系统可以操作,以便以为误差值的函数的速率加速增压器,所述误差值为增压器的目标速度与当前速度之间的差值。该函数可以为比例类型,其中施加到增压器的加速转矩随着增加的误差值而增加且随着降低的误差值而减小。这种装置将使增压器渐近地接近目标速度,使得发动机曲柄施加的转矩中没有步阶变化。

[0017] 变速器可以为液压类型(包括泵和电动机)、电动机-发电机CVT、可变皮带传动CVT、可变链传动CVT、滚珠轴承式行走轮驱动(示例包括GB-A-2394519和US-A-6551210),并且在机械驱动的情况下可以为摩擦驱动或牵引驱动类型。在典型的实施例中,变速器为环形变速器。最通常地,变速器可以为全环形变速器,其中变速器的元件之间的驱动通过牵引流体出现。具体地,变速器可以典型地包括:输入表面和输出表面,所述输入表面和所述输出表面同轴地安装用于绕着变速器轴线旋转;环形空腔,所述环形空腔被限定在工作面之间;多个滚动元件,所述多个滚动元件在各自的接触区处设置在输入表面与输出表面之间且与输入表面和输出表面驱动接合,每一个滚动元件安装在托架组件上以用于绕着滚动轴线旋转,每一个滚动元件能够自由地绕着倾斜轴线枢转,倾斜轴线通过垂直于滚动轴线的滚动元件且在辊子中心处与滚动轴线相交,由此倾斜角度的变化会引起为座圈旋转速度的比率的变速器比率变化。

[0018] 成本和重量可以进一步通过选择变速器结构来优化。具体地,比率变化期间致动需要非常低的动力的变速器是有利的。这允许变速器通过低成本致动器来致动,例如电动力致动器。通过使辊子绕着俯仰轴线旋转实现比率变化的变速器、申请人称作“倾斜导向”的机构尤其适用于本申请。因此,在本发明的优选实施例中,在变速器中,每一个托架组件可以引起枢转运动,该枢转运动绕着俯仰轴线,从而导致滚动元件的俯仰角度变化,俯仰轴线通过辊子中心且通过接触区;并且变速器还包括控制构件,所述控制构件可操作以引起各自的托架组件承担所述枢转运动,从而改变俯仰角度,因此推动多个滚动元件绕着其倾斜轴线枢转并从而提供变速器比率的变化。

[0019] 变速器或者变速器的每一个环形空腔有利地容纳不多于两个的滚动驱动元件。变速器还可以包括反作用构件,所述反作用构件可操作地连接到多个滚动元件,使得所述反作用构件承受来自环形空腔内的滚动元件的反作用转矩。

[0020] 在本发明的实施例中,变速器可以包括两个相似的空腔,由此包括第二输入表面和限定第二环形空腔的面对的第二输出表面;多个第二滚动元件,所述多个第二滚动元件设置在第二输入表面与第二输出表面之间且与所述表面驱动接合,每一个滚动元件可旋转地安装在其相应的托架组件上,并且能够绕着通过滚动元件中心的轴线倾斜以改变变速器比率,并且安装用于枢转运动,从而使滚动元件绕着通过滚动元件中心且垂直于滚动元件的旋转轴线以及还垂直于比率改变轴线的轴线俯仰;控制构件,所述控制构件用于致动每一个托架组件使相应的滚动元件俯仰,从而引起倾斜角度变化和变速器比率的变化;第一反作用构件和第二反作用构件,所述第一反作用构件可操作地连接到第一空腔内的多个滚动元件,所述第二反作用构件可操作地连接到第二空腔中的多个第二滚动元件,使得第一和第二反作用构件承受由相应滚动元件产生的反作用载荷。

[0021] 所述变速器可以还包括载荷共享组件,所述载荷共享组件可操作地连接到第一和第二空腔的反作用构件,从而平衡来自反作用构件的反作用转矩。

[0022] 本发明的典型实施例还包括加速齿轮组,所述加速齿轮组与变速器串联连接。加速齿轮组通常连接在变速器与增压器之间。加速齿轮组可以包括行走轮驱动式周转圆齿轮组,在这些实施例中可以与变速器共享牵引流体。

[0023] 变速器可以包括转矩感测装置,所述转矩感测装置可操作以减小变速器在由变速器施加到增压器的转矩超过阈值时的比率。该装置可以用于保护变速器不会受到过大转矩

的损坏。

[0024] 增压器可以包括动态压缩机(例如,离心式压缩机或轴流式压缩机)或者正排量压缩机(例如,螺旋式、涡壳式或凸轮泵),并且可以包括多个相似或不同类型的压缩机。一个优选实施例包括离心式压缩机。

[0025] 本发明的第二方面提供一种用于车辆的动力传动系统,所述动力传动系统包括内燃机且具有感应系统,所述感应系统包括为本发明第一方面的实施例的增压装置。

[0026] 控制系统通常操作以使变速器引起例如为动力传动系统的控制变量的控制变量接近目标值的比值运行。所述控制变量可以为增压器的压缩机速度、增压器增压压力、歧管空气压力、空气流量、发动机输出速度和发动机输出转矩中的一个或多个。

附图说明

[0027] 以下将以示例的方式及参照附图详细说明本发明的实施例,在附图中:

[0028] 图1是车辆驱动系统的高度示意图,所述车辆驱动系统包括具体表现本发明的增压器和用于增压器的驱动装置;

[0029] 图2是为图1的实施例的部件的驱动单元的视图;

[0030] 图3是适用于本发明实施例中的第一变速器的一部分的立体图;

[0031] 图4是变速器的图3中所示的部分的控制组件;

[0032] 图5是变速器的图3中所示的部分的俯视图;

[0033] 图6是变速器的图3中所示的部分的侧视图;

[0034] 图7和图8是适用于本发明实施例中的第二变速器的一部分的立体图和部分剖视图;

[0035] 图9是适用于本发明实施例中的第三变速器的一部分的立体图;

[0036] 图10是为适用于本发明实施例中的第四变速器的变速器的立体图;

[0037] 图11和图12是图10的变速器的轴向视图和俯视图;

[0038] 图13和图14显示为适用于本发明实施例中的第五变速器的变速器;以及

[0039] 图15是显示具体表现本发明的驱动系统中的变速器的控制的视图。

具体实施方式

[0040] 参照图1,用于诸如客车的车辆的驱动系统包括内燃机70,所述内燃机通常由汽油或柴油提供燃料,但是可选地可由液化石油气、乙醇或各种其它燃料提供燃料。来自发动机70的通常从曲柄轴一端的输出获得的主传动装置通常经由诸如摩擦离合器或转矩变换器的联结器74连接到变速传输装置72的输入。变速传输装置72可以在最小比与最大比之间持续变化,或者可以具有多个离散比率,并且可以由驾驶员手动控制或自动地控制。在传输装置72可持续变化的实施例中,所述传输装置可以具有“齿轮空档”比率,在该比率下,所述传输装置的输出是固定的而与其输入的速度无关。在这种实施例中,联结器74可以被省略。传输装置72的输出连接到最终驱动系统的输入,该输入接着将驱动传送到车辆的车轮。最终驱动系统可以驱动车辆的两个车轮(两个前轮或两个后轮),或者可以驱动车辆的所有车轮,通常通过分动箱(transfer box)分离驱动。

[0041] 以上仅说明了可以具体表现本发明的驱动系统的一定范围的典型结构。使用不同

结构的变速传输装置或者最终驱动装置的其它结构也是可以的,并且驱动系统可以被组装到大范围应用中的驱动装置中,其中内燃机为原动机。

[0042] 内燃机70具有感应系统,所述感应系统具有增压装置。增压装置包括增压器80。增压器80大约以周围大气压力经由进口吸入空气,并且以比进口处的压力大一定压力差的压力将空气输送到发动机70的进气歧管82,其中所述压力差取决于增压器80的驱动轴84的转速。通过增压器80的空气通常还通过空气过滤器和空气流量计,并且在火花点火式发动机的情况下通过节流阀体。这些部件中的任一个或者所有可以设置在增压器80的下游或上游。

[0043] 增压器的驱动轴84被从变速驱动单元90的输出轴由发动机70的曲柄轴驱动。驱动单元90具有由发动机70的曲柄轴驱动的输入轴。在该实施例中,驱动单元90的输入轴承载通过传动带96连接到曲柄轴滑轮94的滑轮92,曲柄轴滑轮94被承载在发动机70的曲柄轴的一端上。传动带96还可以驱动其它辅助装置,例如交流发电机、空气调节泵、动力转向泵等。

[0044] 驱动单元90的目的是确保增压器80的驱动轴84以几乎最接近车辆驱动系统的操作的任何给定状态的最佳值的速度转动。在驱动被从发动机的曲柄轴送到增压器80的驱动轴84时,具有三个主要阶段,驱动速度在三个阶段变化。首先,来自曲柄轴的驱动将以转速比 R_1 驱动驱动单元90的输入轴;其次,在驱动单元90内具有固定比率级 R_2 ;以及第三,在驱动单元内具有可变比率级 R_v ,使得增压器80的驱动轴84的瞬时速度 ω_s 由曲柄轴的速度 ω_c 通过 $\omega_s = \omega_c R_1 R_2 R_v$ 计算。由于 $R_1 R_2$ 是作为驱动系统设计的一部分计算的恒量,因此驱动系统的控制包括计算 R_v 的瞬时最优值并使可变比率级以一定比率值 R_v 运行。

[0045] 在特别地但不是仅与离心式增压器一起使用的优选实施例中,驱动单元的可变比率级 R_v 包括比率受控的全环形变速器,并且固定比率级 R_2 包括牵引力周转驱动。因此,驱动单元90的轴将输入驱动到变速器,变速器具有将输入驱动到周转齿轮组的输出,并且周转齿轮组具有连接到增压器80的驱动轴84的输出。

[0046] 虽然能够在需要的速度范围内运转且控制所需功率的多种比率受控的变速器可以用于本发明的实施例中,但尤其是在用于汽车应用时很强的诱因是最小化变速器的制造成本和致动所需的功率。比率通过改变变速器中的辊子间距来控制的一定范围的变速器已经被发现特别有利。现在将说明几种这样的变速器。

[0047] 图3-6显示具体表现本发明的变速器的一部分的不同视图。所述变速器包括基本上成形为环状的输入座圈(race)10。输入座圈10具有内表面,弧形横截面的环形凹部12在所述内表面中形成为提供输入座圈10的工作面。变速器还包括在图4中仅以虚线显示的输出座圈14,所述输出座圈基本上与输入座圈10相似。输入座圈10和输出座圈14同轴地设置在变速器轴线V上且所述输入座圈和所述输出座圈的工作面彼此面对,因此在座圈10、14之间形成由其工作面限定边界的环形空腔。座圈10、14中的每一个安装用于绕着变速器轴线V旋转。

[0048] 在这种情况下,为具有适当成型的外滚动面的近似圆柱形辊20、22形式的滚动元件被设置用于在环形空腔内操作。在该实施例中具有两个这种辊子,但是将会理解的是可以可选地设置更多的数量。

[0049] 每一个辊子20、22安装在相应的辊子托架组件24、26上。每一个辊子托架组件24、26包括杆28、30和叉架32、34。每一个叉架32、34承载相应的辊子20、22,使得辊子20、22可以

在轴承上旋转以绕着延伸通过辊子中心的滚动轴线旋转。在每一个辊子组件24、26内，每一个叉架32、34可以在其杆28、30上绕着与其滚动轴线正交的相应倾斜轴线旋转。

[0050] 每一个托架组件24、26被安装成使得杆28、30的倾斜轴线倾斜于平面P，如图4所示。平面P以被称为主销后倾角的角度“ α ”垂直于变速器轴线，如图4所示。每一个辊子20、22自由地围绕各自的倾斜轴线枢转，所述倾斜轴线为杆28、30的通过辊子20、22的中心的纵向轴线—也就是说，主销后倾角为倾斜轴线与变速器的中心平面之间的角度。

[0051] 输入座圈10通过驱动接合在座圈之间的辊子20、22由驱动力驱动并将驱动力传送到输出座圈14。

[0052] 变速器包括控制组件40，所述控制组件包括承载在支撑件44上的滑动件42。滑动件42适于相对于固定部件44做往复直线运动。销钉46通过滑动件42中的狭槽48从支撑件44突出，使得所述销钉用作限制滑动件42在支撑件上的移动范围的止动件。控制组件40适于通过平移运动提供变速器的控制致动。滑动件42能够在垂直于变速器轴线的平面中在箭头C指示的方向上沿着支撑件44往复移动。在该实施例中，滑动件42在圆柱形平面径向向外的位置处连接到每一个辊子托架组件24、26，其中所述圆柱形平面平行于变速器轴线V且与输入座圈10和输出座圈14中较大的座圈的周边相切。在一个可选的实施例中，托架组件24、26每一个可以由其自己的致动器致动。支撑件44具有反作用面50、52，每一个所述反作用面相对于变速器的垂直于变速器轴线V的中心平面以主销后倾角 α 倾斜。

[0053] 控制组件40通过致动接头56、58可操作地连接到托架组件24、26。致动接头56、58约束每一个杆28、30的上端部分通过滑动件32直线移动，同时允许杆28、30相对于滑动件32枢转。单个控制组件40同时控制托架组件24、26。托架组件24、26还以各自的反作用点连接到控制组件40。每一个反作用点都包括延伸到支撑件44的各自反作用面50、52中的弧形狭槽60、62。托架组件24、26中的每一个的杆28、30承载突出的反作用销64、66，所述反作用销延伸到相应的弧形狭槽中，所述反作用销在所述弧形狭槽中为紧密的滑动配合以足以允许每一个反作用销64、66在其狭槽60、62中自由滑动接合。所述杆可以配备有辊子，以提供与狭槽的平滑接合和滚动接合。

[0054] (在一个可选的结构中，弧形狭槽可以垂直于杆28、30布置，所述杆通过狭槽并形成与狭槽配合以定位辊子托架的接合部件。)

[0055] 每一个辊子20、22及其托架组件24、26共同具有四个点：与变速器接触的接触点；在辊子20、22之间以输入座圈的工作面、输出座圈14的工作面、以致动接头58、58与控制组件40接触的点；以及通过反作用销64、66及其相应狭槽60、62的反作用点。每一个托架组件24、26通过与控制组件40接触的两个点以及通过辊子与输入和输出座圈的工作面之间的接触定位在环形空腔内。这些接触点意味着托架组件24、26被安装成使得所述托架组件能够枢转地移动，以改变绕着相应转向轴线A-A'、B-B'的俯仰角度(pitch angle)，所述转向轴线通过辊子20、22的中心且垂直于滑动件44的运动平面。该转向轴线垂直于托架组件的倾斜轴线。托架组件24、26通过径向远离辊子枢转轴线定位的致动接头56、58致动，使得托架组件24、26扫掠通过中心在轴线A-A'、B-B'上的弧形部。辊子通过接合部件14、24与狭槽33、34的接合来导向。辊子托架14、24被迫使通过反作用销64、66在其狭槽60、62中的连接绕着反作用点枢转运动。该布置允许承受来自辊子20、22的反作用转矩。

[0056] 托架组件的随着滑动件44移动进行的枢转运动给予辊子20、22绕着其倾斜轴线

(即,通过辊子中心的轴线且平行于变速器轴线V)的旋转分量。所述枢转运动还提供绕着垂直于倾斜轴线的轴线(称为比率变化轴线)的旋转分量。该旋转允许每一个辊子20、22改变其倾斜以改变速度比,并且可以瞬时受到来自输入和输出表面的接触力。辊子20、22安装在叉架32、34中使得可以绕着其旋进轴线旋转能够使辊子20、22倾斜,以便发现达到平衡的最小阻力的路径以改变变速器比率。这样,通过托架组件的枢转运动和绕着倾斜轴线的旋转自由度的组合,辊子自由地进行倾斜运动以提供变速器速度比的变化。因此,辊子20、22能够通过绕着平行于变速器轴线的轴线倾斜响应于致动力转向(即,改变所述辊子的倾斜),并且改变所述辊子的位置以改变变速器的速度比。为了获得最小化用于改变辊子倾斜的任何分量并因此最小化变速器比率的最佳枢转运动,狭槽60、62形成为使得在所述狭槽的形状突出到与变速器轴线正交的平面上时为中心在变速器轴线上的弧形。

[0057] 在另一个实施例中,每一个托架组件都包括杆,所述杆仅具有通过万向接头安装在杆的端部上的辊子。在该布置中,每一个辊子20、22通过穿过辊子中心的枢转接头被安装在其相应的托架组件上,使得辊子自由地绕着其倾斜轴线倾斜。所述杆适当地位于变速器的中心平面P中,并且万向接头结构为辊子20、22的自由倾斜提供主销后倾角和自由度。

[0058] 图7和图8显示了变速器的包括反作用构件160的部分,所述反作用构件可操作地连接到在输入座圈110与输出座圈(未示出)之间传送驱动力的辊子120、122。反作用构件的目的是为了承受来自辊子120、122的反作用转矩。辊子120、122安装在托架组件162、164上。每一个托架组件包括托架166、168和安装部件170、172。每一个辊子120、122被承载用于绕着其轴线在相应的托架166、168上旋转。每一个托架166、168可枢转地连接到相应的安装部件170、172。

[0059] 每一个安装部件170、172被承载在细长的控制构件174上,使得可防止安装部件沿着控制构件174直线移动。控制构件174可以以直线往复方式在方向C上移动,从而使安装部件170、172也在方向C上移动。(在该实施例中,控制构件不包括具有图1-4中所示的狭槽结构的可移动部件和固定部件。)每一个托架组件通过安装部件170、172与控制构件174之间的连接以及通过辊子120、122中心处通过其与反作用构件160的接触产生的反作用点被定位在环形空腔内。在该实施例中,反作用转矩由反作用构件160承受,而不是由控制构件174来承受。

[0060] 反作用构件160包括具有孔182的主体180,变速器输入轴和/或输出轴可以以间隙通过所述孔。反作用轴184、190同轴地且在相反的方向上从主体180突出,并且正交于变速器轴线在变速器的中心平面内对齐。每一个反作用轴184、190的端部保持在孔中,所述孔分别形成在变速器的壳体100和固定到壳体100的安装块194中,使得轴184、190可以在所述孔内旋转。由于联结器被应用于反作用构件160,从而使得所述反作用构件旋转,这将推动轴184、190旋转。然而,通过将轴184、190的端部限制在所述孔内抵抗了反作用转矩。反作用构件160通过球形接头186、188可操作地连接到每一个辊子120、122的中心,以便将反作用转矩从辊子120、122传送到反作用构件160并允许辊子120、122和反作用构件160之间相对枢转运动。反作用构件160被安装用于在圆盘旋转期间响应于由圆盘/辊子接触产生的反作用转矩绕着变速器轴线旋转,从而改变变速器比率。

[0061] 控制构件174在孔192处通过反作用构件160但不连接到该反作用构件。在控制构件174与孔192之间具有适当的足够间隙,以避免承受反作用转矩且反作用构件绕着变速器

轴线旋转时产生污垢。

[0062] 反作用构件160在变速器轴线的径向上可移动且可以在非径向方向上移动,使得该反作用构件160平衡环形空腔内由每一个辊子120、122产生的反作用载荷。

[0063] 反作用构件160可以包括用于抑制主体180的例如在径向方向上相对于变速器轴线的运动的缓冲器。机械端止动件可以被设置用于限制反作用构件160在径向方向上相对于变速器轴线的运动。

[0064] 图9显示具体表现本发明的双腔变速器的一部分。所述变速器包括输入座圈210和在变速器轴线的方向上设置到输入座圈210的相对侧的类似的第一和第二输出座圈214(仅显示一个)。每一个输出座圈214都具有面向输入座圈210的工作面216。输入座圈210具有分别面向第一和第二输出座圈214的第一和第二工作面212。因此,两个环形空腔被限定为第一个环形空腔在输入座圈210与第一输出座圈214之间而第二个环形空腔在输入座圈210与第二输出座圈之间。

[0065] 第一组辊子220、222设置在第一环形空腔内以在输入座圈210与第一输出座圈之间传送驱动力,并且第二组辊子220'、222'设置在第二环形空腔内以在输入座圈210与第二输出座圈214之间传送驱动力。每一个辊子220,222;220',222'安装在相应的托架组件224,226;224',226'上。每一个托架组件都包括托架266和安装部件270。辊子220被安装用于在托架266上旋转。所述托架连接到安装部件270,使得所述托架自由地进行倾斜运动以改变辊子220,222;220',222'的倾斜角度,从而改变变速器比率。各个托架组件224,226;224',226'被安装用于绕着通过相应辊子的中心的轴线枢转运动。

[0066] 各个致动器280,280'与每一个空腔相关联。每一个致动器280,280'包括固定到变速器的壳体200的主体282,282'和通过根据情况适当施加到致动器280,280'的电信号或液压流体可以线性驱动进入主体和退出主体的致动杆284,284'。

[0067] 在每一个空腔内,两个托架组件224,226;224',226'的安装部件270连接到共用的控制杆274,274',使得所述安装部件固定到抵抗直线移动的控制杆,但是可以相对于所述控制杆枢转。每一个控制杆274,274'通过允许控制杆与致动杆之间的枢转运动的接头288,288'连接到相应的致动杆284,284'。因此,致动器284,284'的操作使控制杆274,274'直线运动,因此使托架组件224,226;224',226'直线运动。

[0068] 每一个空腔都具有反作用构件260,260',辊子220,222;220',222'通过球形接头可操作地连接到所述反作用构件,使得反作用构件承受由相应辊子产生的反作用载荷,这基本上与前述实施例的布置相似。如前述实施例,每一个反作用构件260,260'具有反作用轴,所述反作用轴中的一个的端部保持在变速器的壳体200的孔内。另一个反作用轴通过轭架286,286'固定,所述轭架具有使控制杆274,274'通过的孔。

[0069] 反作用构件260,260'通过载荷共享组件可操作地连接。载荷共享组件包括通过枢轴292安装到壳体286的杆件290。杆件290可枢转地关于枢轴292对称地连接到轭架286,286'。因此,相等且相反的力通过所述反作用构件的轭架被施加到每一个反作用构件,从而确保相等的反作用转矩施加到两个环形空腔中的辊子220,222;220',222'。

[0070] 图10-12显示了本发明的另一个实施例。变速器包括输入座圈310和在变速器轴线的方向上设置到输入座圈310的相对侧的类似的第一和第二输出座圈314(仅显示一个输出座圈)。在座圈限定的两个环形空腔中的每一个内具有三个辊子320,322,324;320',322'

(所述辊子中的一个没有显示在附图中)。

[0071] 变速器包括在每一个空腔中的反作用构件360,360'。反作用构件360,360'通过载荷平衡组件连接到彼此,所述载荷平衡组件包括可枢转地安装在变速器的壳体300上的杆件390,每一个反作用构件360可枢转地关于杆件的枢轴392对称地连接到杆件390。

[0072] 每一个辊子320,322,324;320',322'被承载以通过相应的托架组件326,328,330;326',328'(所述托架组件中的一个没有显示在附图中)旋转。每一个辊子托架组件320,322,324;320',322'都包括托架366和安装部件370。辊子320被安装用于在托架366上旋转。托架366连接到安装部件370,使得所述托架自由地进行倾斜运动以改变辊子320,322,324;320',322'的倾斜角度,从而改变变速器比率。控制销钉372从每一个安装部件突出。

[0073] 环形控制构件340,340'设置在每一个空腔中。每一个控制构件340,340'具有三个径向槽342,所述径向槽中的每一个容纳控制销钉372中的一个。所述变速器还包括与每一个空腔相关联的致动器。每一个致动器都包括固定到变速器的壳体300的主体382,382'、和通过根据情况适当地施加电信号或液压流体到致动器可以线性驱动进入圆筒或退出圆筒的致动杆384(附图中可以仅看到所述致动杆中的一个)。每一个致动杆384通过枢轴344,344'连接到相应的控制构件340,340'。致动器的操作通过该布置使控制构件340,340'旋转,进而使控制销钉370移动并因此使托架366在其相应的安装部件370上旋转。

[0074] 在图13和图14中,反作用构件460被安装用于响应于高于预先确定水平的反作用转矩绕着变速器轴线旋转。反作用构件460包括具有孔482的主体480,变速器输入轴和/或输出轴可以以间隙通过所述孔。反作用轴484,490同轴地且在相反的方向上从主体480突出,并且在变速器的中心平面内正交于变速器轴线对准。如第二实施例,反作用轴490中的一个通过枢架486连接到致动器480。另一个反作用轴490连接到弹性安装组件430。

[0075] 在该实施例中,弹性安装组件430包括反作用轴490连接到的支撑杆432和连接到变速器的壳体的支架434。支撑杆432通过压缩弹簧436被保持在支架中,反作用轴490抵抗所述压缩弹簧施加转矩反作用力。反作用转矩形成到支撑杆432上的连接且其旋转传输到反作用轴490。弹簧436可以被设置成在施加的力超过特定阈值时偏斜。施加的力可以被检测并采用以将输入信号提供给控制构件470,例如使得控制构件用于减少检测到的反作用转矩,从而操作以减少通过变速器的转矩。

[0076] 在本发明的包括如上一段中所述的变速器的实施例中,所述变速器被构造使得由反作用构件在转矩超过阈值时引起的比率的减小用于补充控制系统的操作。因此,如果操作条件的瞬时变化造成发动机的突然加速或减速,则具有该结构的变速器可以保护增压装置的部件和相关联的部件不会受到过大转矩而损坏。

[0077] 将可以看出在这些实施例中的每一个中,变速器使滚动元件倾斜的致动基本上或者整个发生在滚动元件的径向外侧。因此,负责执行致动的部件最小侵入或者没有侵入到滚动元件之间的空间中。在这些实施例中的每一个中,变速器使滚动元件倾斜的致动发生在沿平行于变速器轴线的方向不会延伸超过座圈的空间中。在很多情况下,当变速器用作较大传输系统的部件时,在变速器轴线方向上在座圈之外具有一点或者没有可用空间,其中部件可以被封装在所述空间内。另外,在每一个实施例中,倾斜旋转所围绕的轴线与诸如轴以及替代的轴线的物理部件不一致,所述轴线由对通过远离倾斜轴线的部件(例如,致动点和反作用点)使托架进行的运动的限制来限定。

[0078] 增压装置还包括控制系统,所述控制系统操作以产生要施加到变速器的致动器的信号,以使所述致动器以比率 R_v 运行,该目的是为了优化内燃机70的操作。

[0079] 控制系统响应诸如车辆油门踏板的操作控制(或者某些其它的控制装置,例如巡航控制)的位置,所述位置提供影响车辆操作者的意图的所需发动机操作要求。这将产生增压器控制变量要求,该要求可以是增压器压缩机速度、增压器空气压力、空气流量或者直接输出的发动机转矩。选择的控制变量要求接着将用作闭环控制策略中的主控制输入。在该实施例中,这通过计算空气压力获得,所述空气压力应该出现在增压器80的出口处。这会产生增压器空气压力要求400。控制系统然后计算在当前发动机转速 ω_c 下获得增压器空气压力要求所需的空气流量。增压器压缩机特性图412接着用于确定增压器的速度,所述速度将获得空气流量要求以及产生增压器速度要求的形式。由此,变速器比率要求可以以414计算。

[0080] 通常,在增压器速度要求中不期望应用阶跃变化。作为替代,增压器速度要求以416修改,使得所述增压器速度要求在取决于瞬时操作参数420的范围的饱和极限内下降。这些参数可以包括(潜在地):

[0081] • 变速器比率(由测量的变速器输入和输出速度获得),以确保所述要求不会使变速器试图采用其运转范围之外的比率;

[0082] • 变速器的输出速度,以确保所述要求不会使变速器试图超过其最大输出速度;

[0083] • 增压器速度,以确保所述要求不会使增压器试图超过其最大操作速度;

[0084] • 要由变速器传送的功率和转矩(可以由空气流量要求和增压器空气压力要求获得)以确保所述功率和转矩不会超过最大操作值。

[0085] 饱和的增压器速度要求用作闭环控制级422的主输入,所述闭环控制级具有为提供用于驱动直接控制变速器的致动器424的线性位置要求的输出。该级在具有已知线性位置的致动器被例如用作步进电动机的情况下可以是开环,或者在使用非定位致动器的情况下为闭环;本实施例采用后一种布置。闭环控制级422也具有误差输入,所述误差输入为其输出呈现的线性位置要求与测量的线性位置426之间的差值。此外,至闭环控制级422的输入包括在434处相结合以获得指示变速器转矩的信号的测量的空气流量430和测量的增压器压力比432。

[0086] 如果配合,则变速器比率的变化率接着通过计算线性位置的最大变化率或者通过使用如前所述的机械转矩限制装置来限制。在任一种情况下,函数和重要公式是相同的。比率的变化率需要使得加速增压器产生的惯性转矩不超过变速器设计包迹。

[0087] 在闭环控制级422内,前馈控制级436例如使用查阅表以及在变速器包括转矩限制装置的情况下使用变速器转矩来处理饱和的CVT比率请求以导出致动器位置值。推导的致动器位置值在438处与误差输入结合以计算致动器位置值。致动器位置值在传递到输出之前经历值变化限制级440作为驱动致动器424提供的线性位置请求。

[0088] 因此,前馈控制级442使用选择的控制变量计算给定的当前发动机状态所需的增压器运行点。接着,增压器运行点要求和当前发动机操作状态用于确定增压器压缩机速度,这将获得该要求(这是前馈要求)。另外,闭环系统接着修改该前馈增压器速度要求以试图并获得主控制变量和当前状态中的任何误差。

[0089] 变化值限制级440的函数限制变速器的输出速度 ω_v 的变化率—即,确保

$\dot{\omega}_v < \dot{\omega}_{v_{max}}$ 。 $\dot{\omega}_{v_{max}}$ 的值以 442 计算并传给变化值限制级 440 的输入, 其中

$$\dot{\omega}_{v_{max}} = \frac{\textit{Maximum variator torque} - \textit{Instantaneous measured variator torque}}{\textit{Inertia at the output of the variator}}。$$

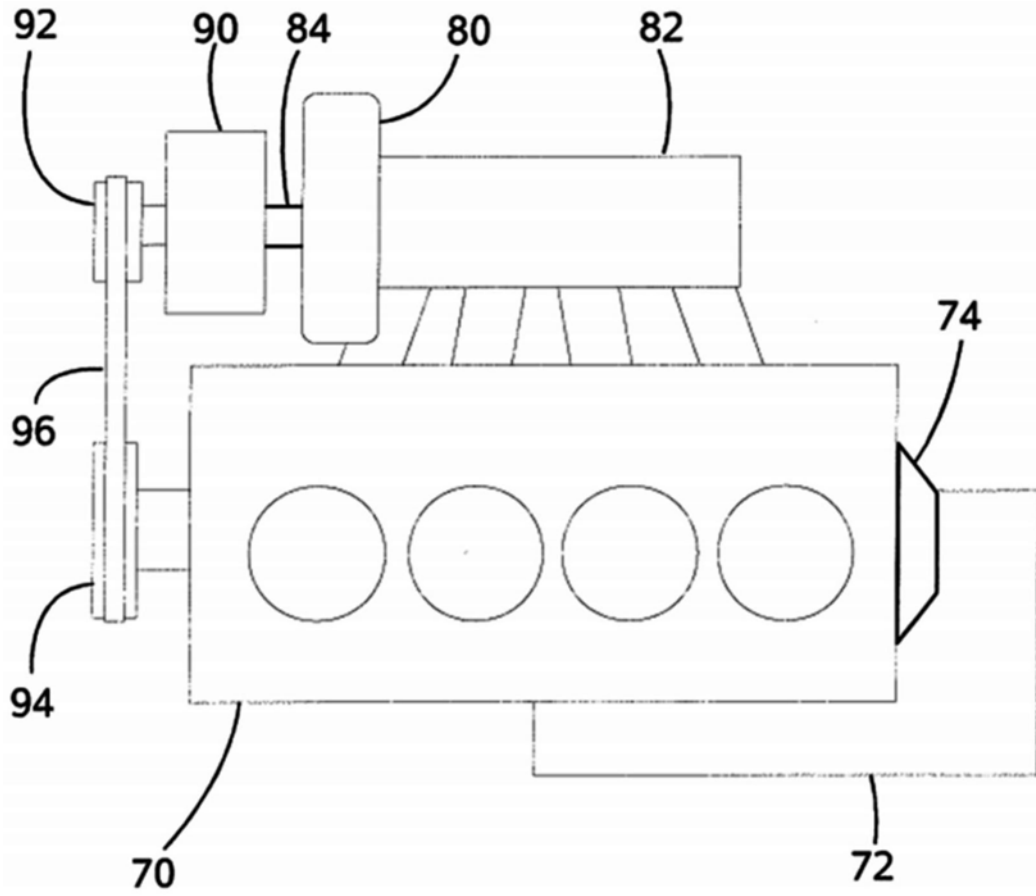


图1

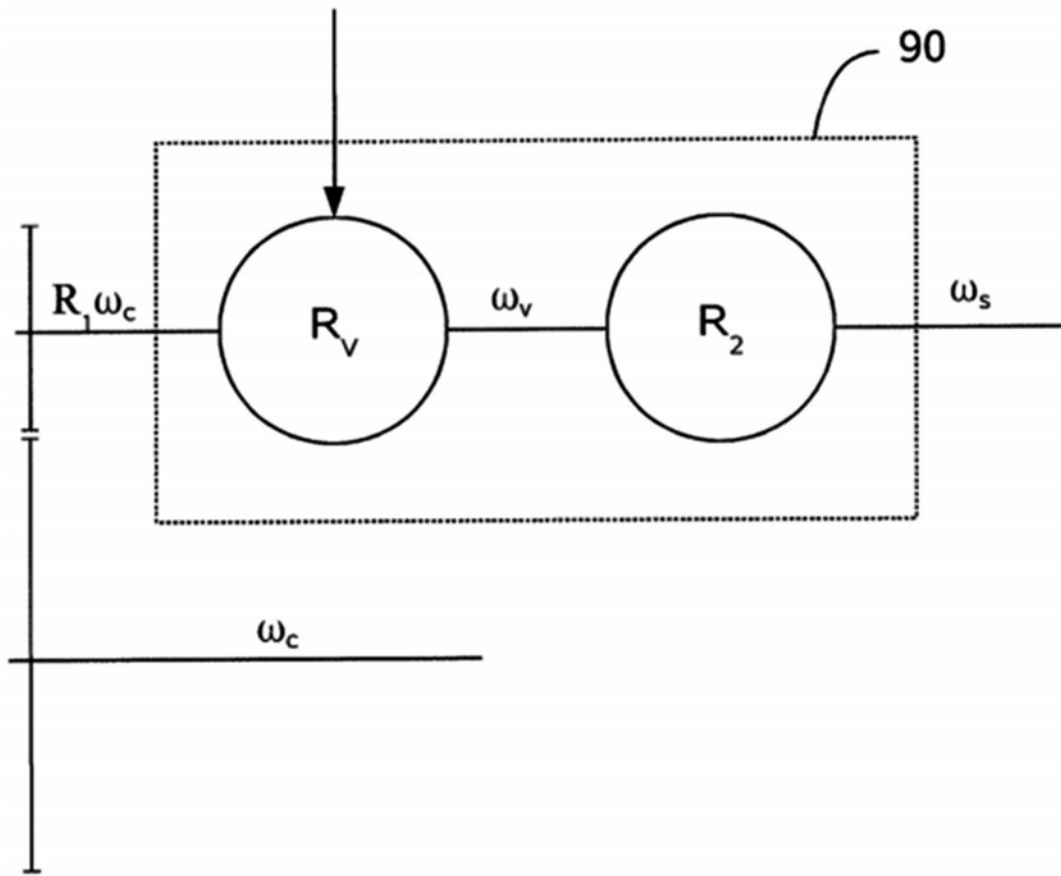


图2

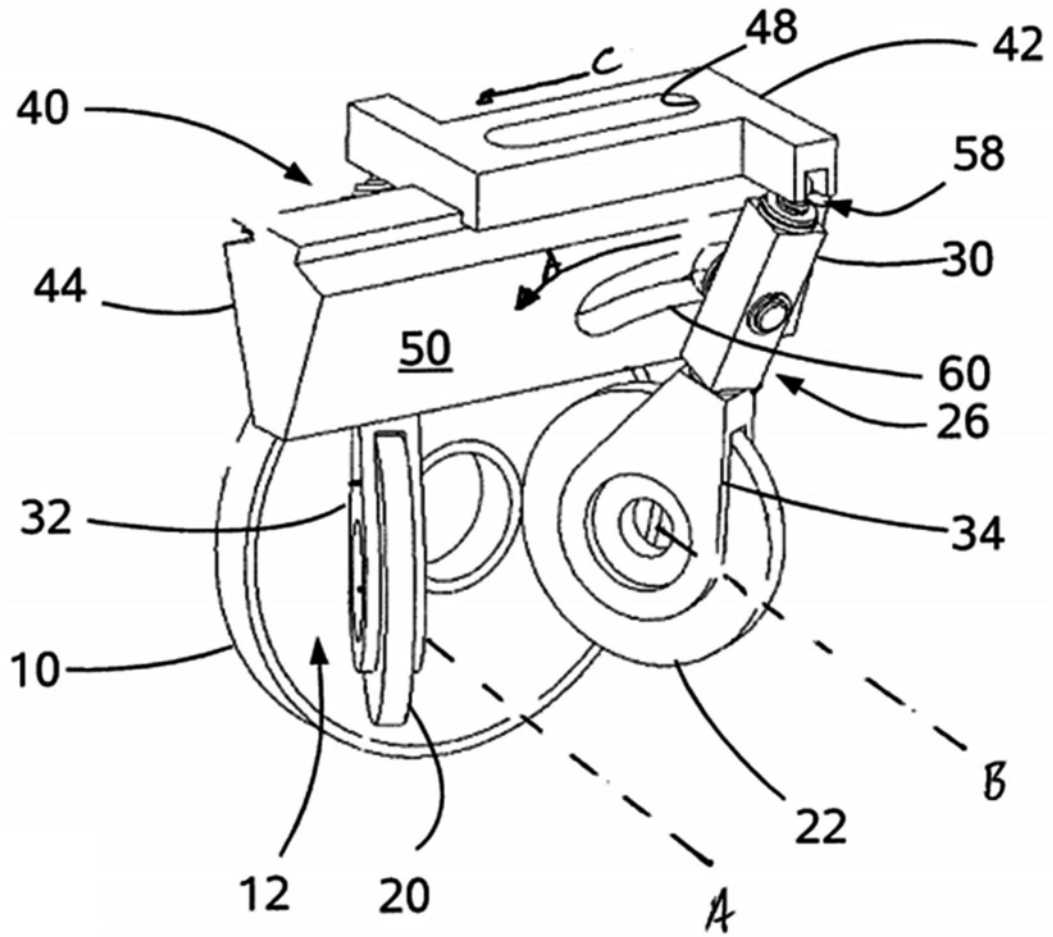


图3

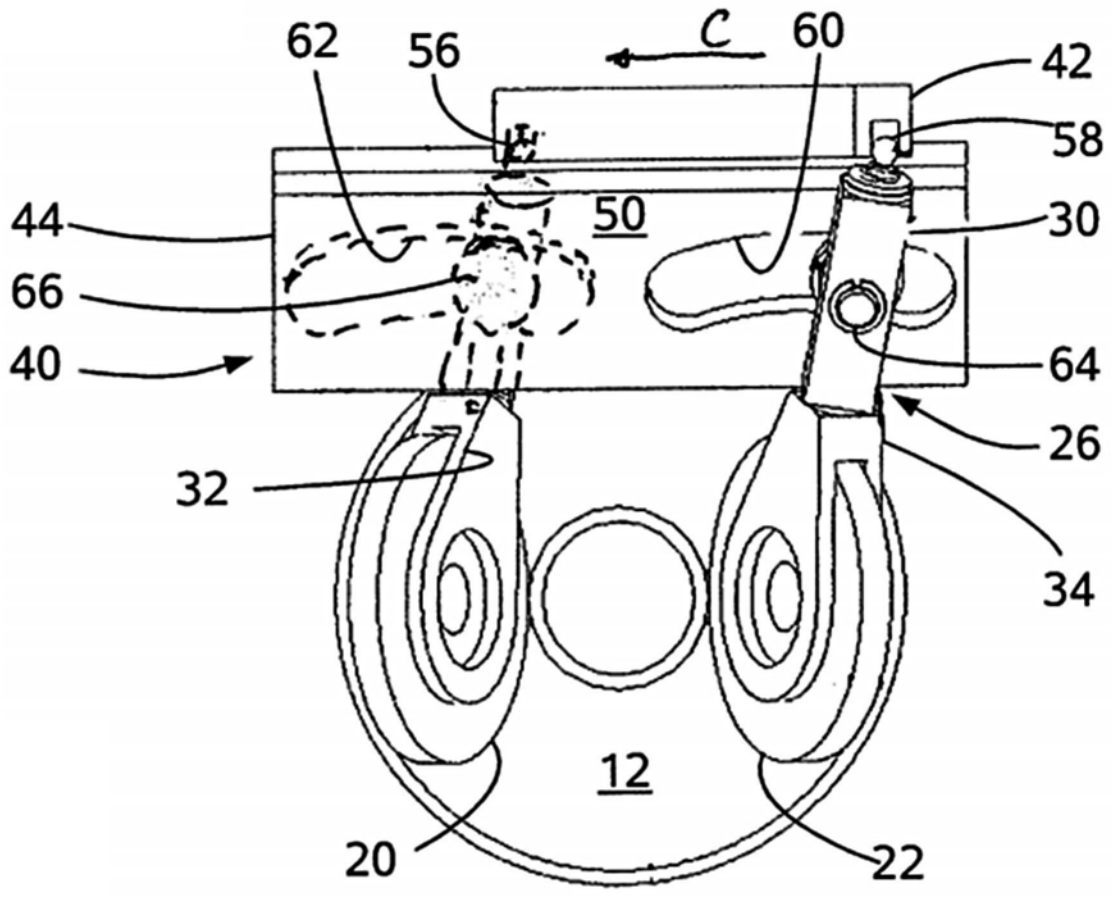


图4

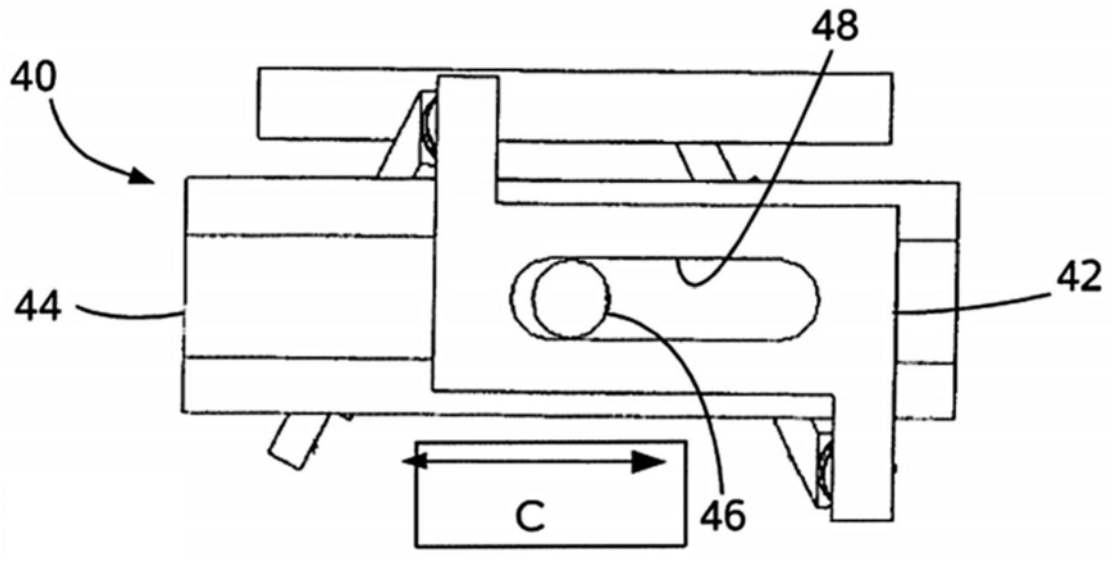


图5

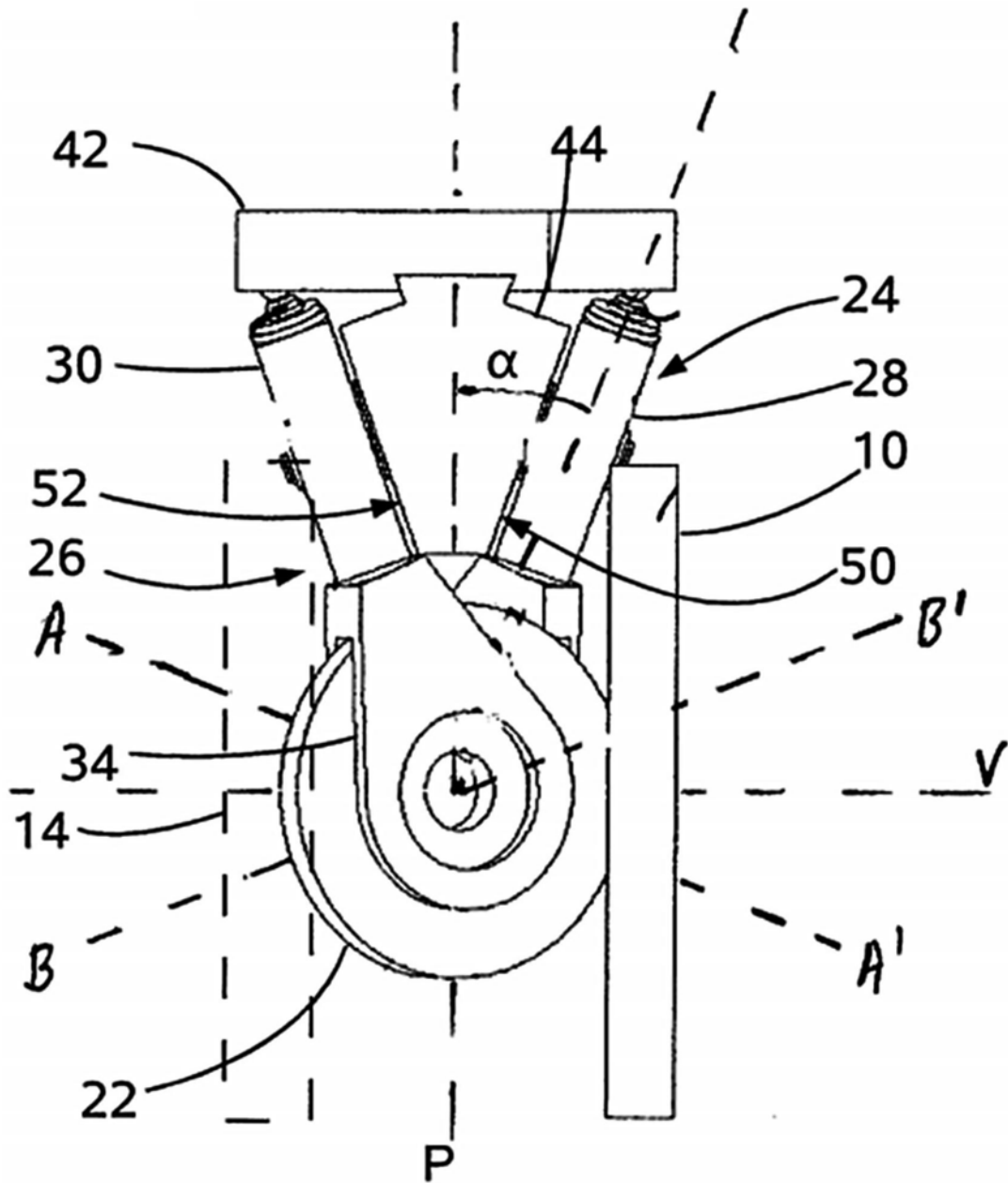


图6

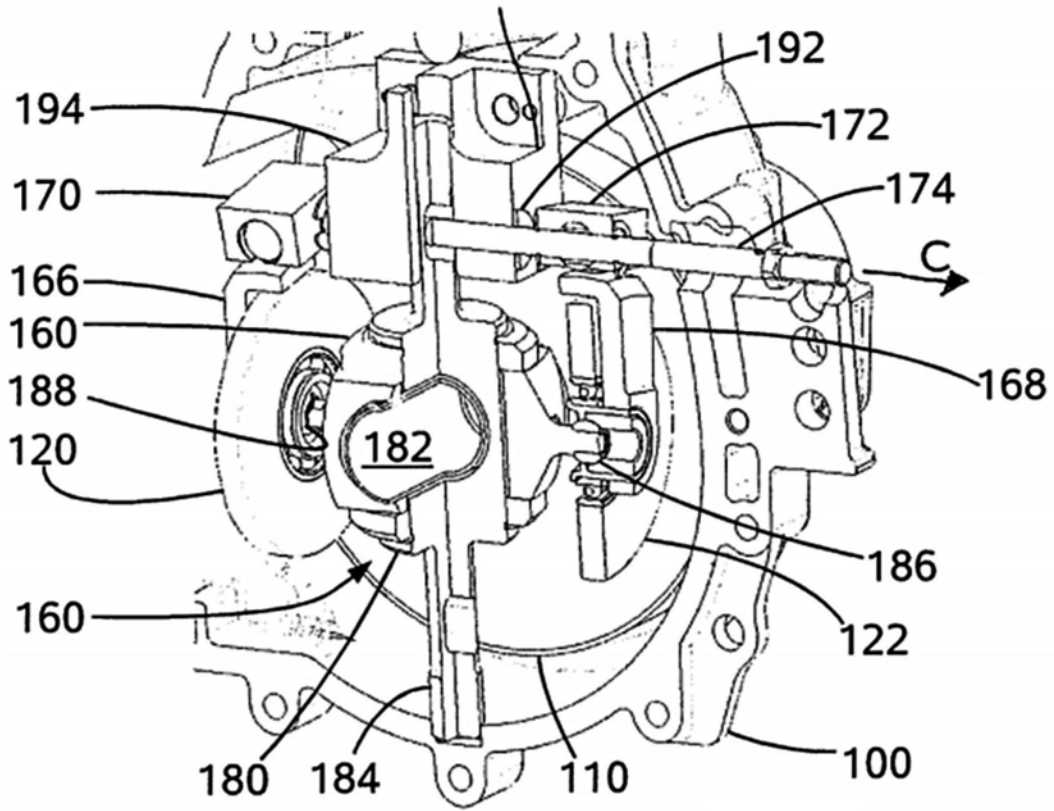


图7

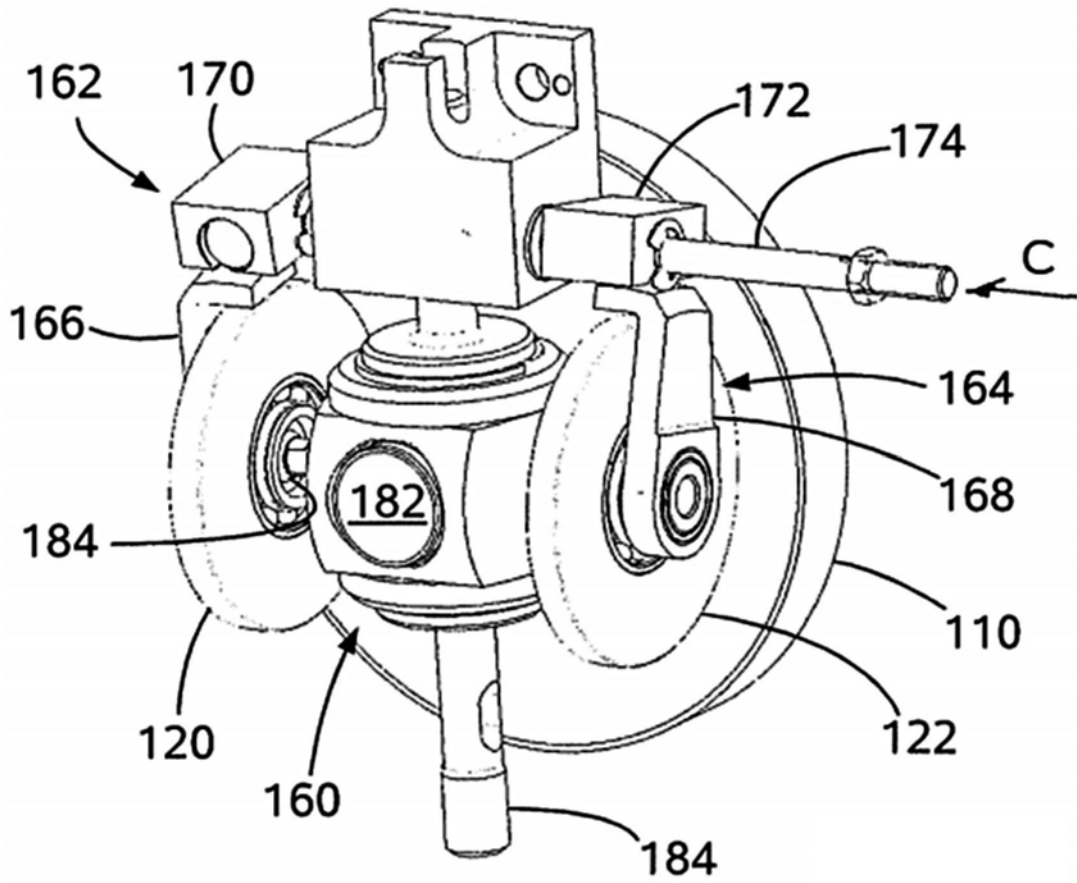


图8

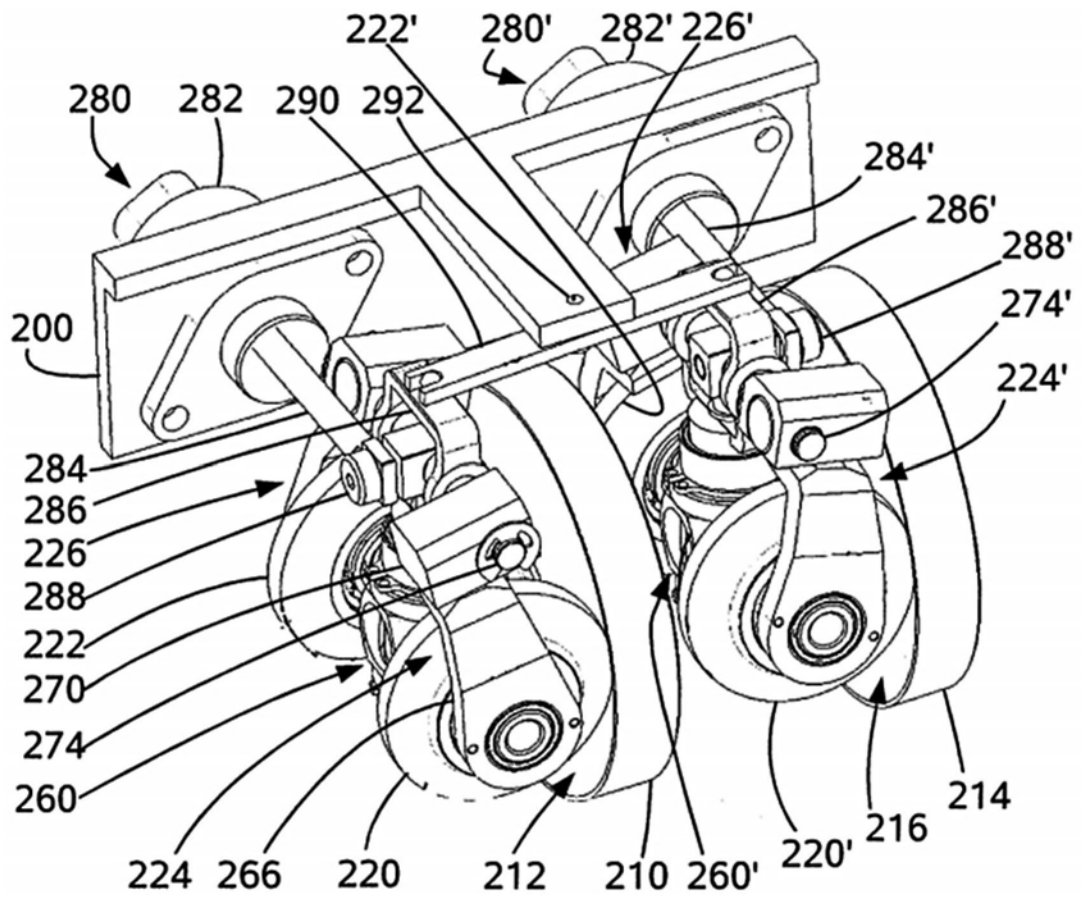


图9

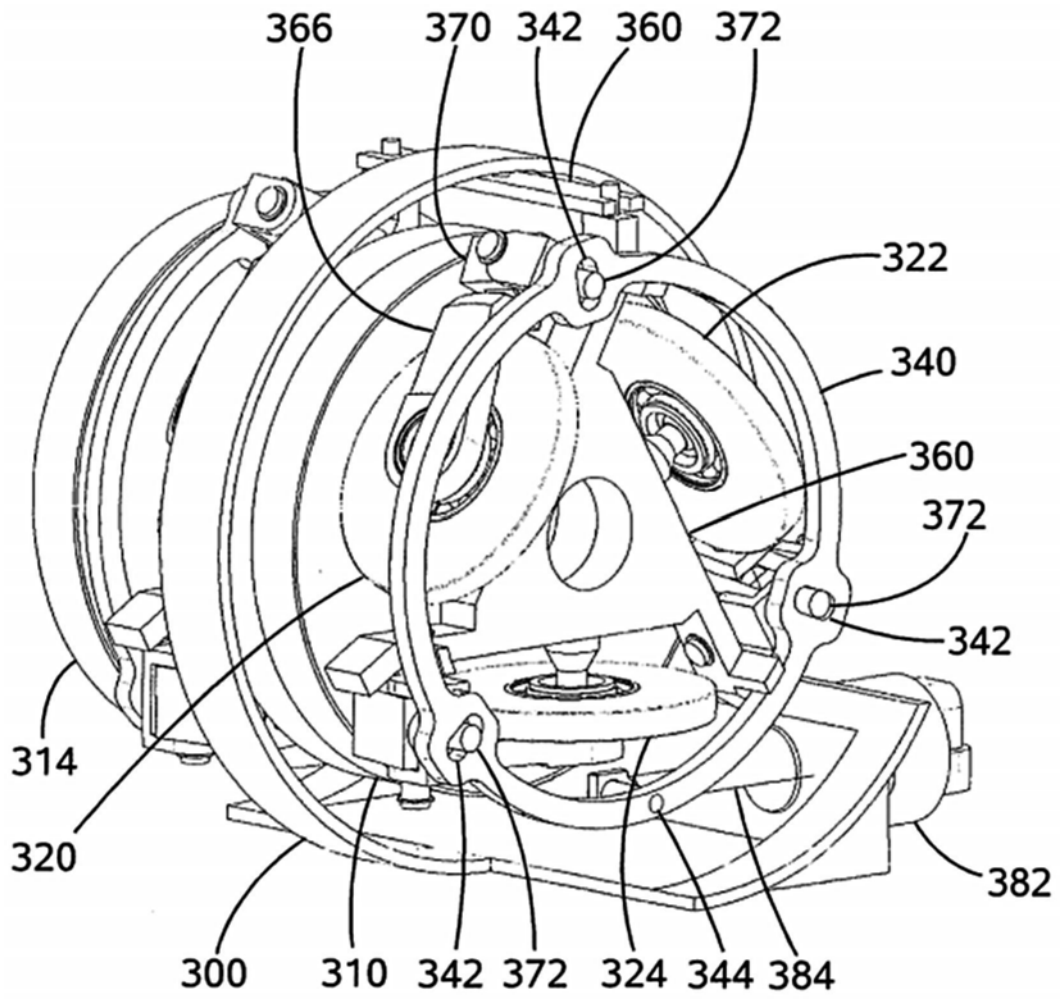


图10

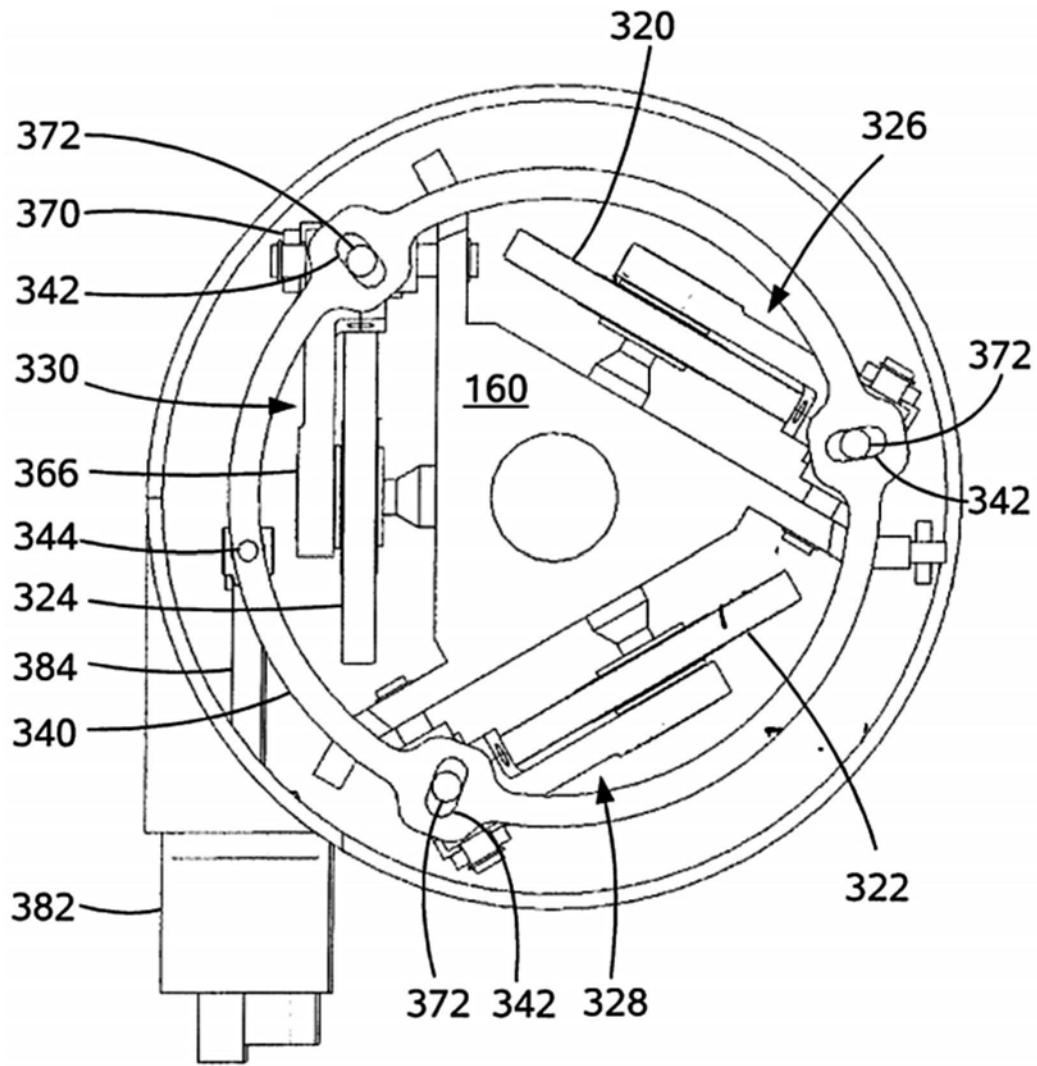


图11

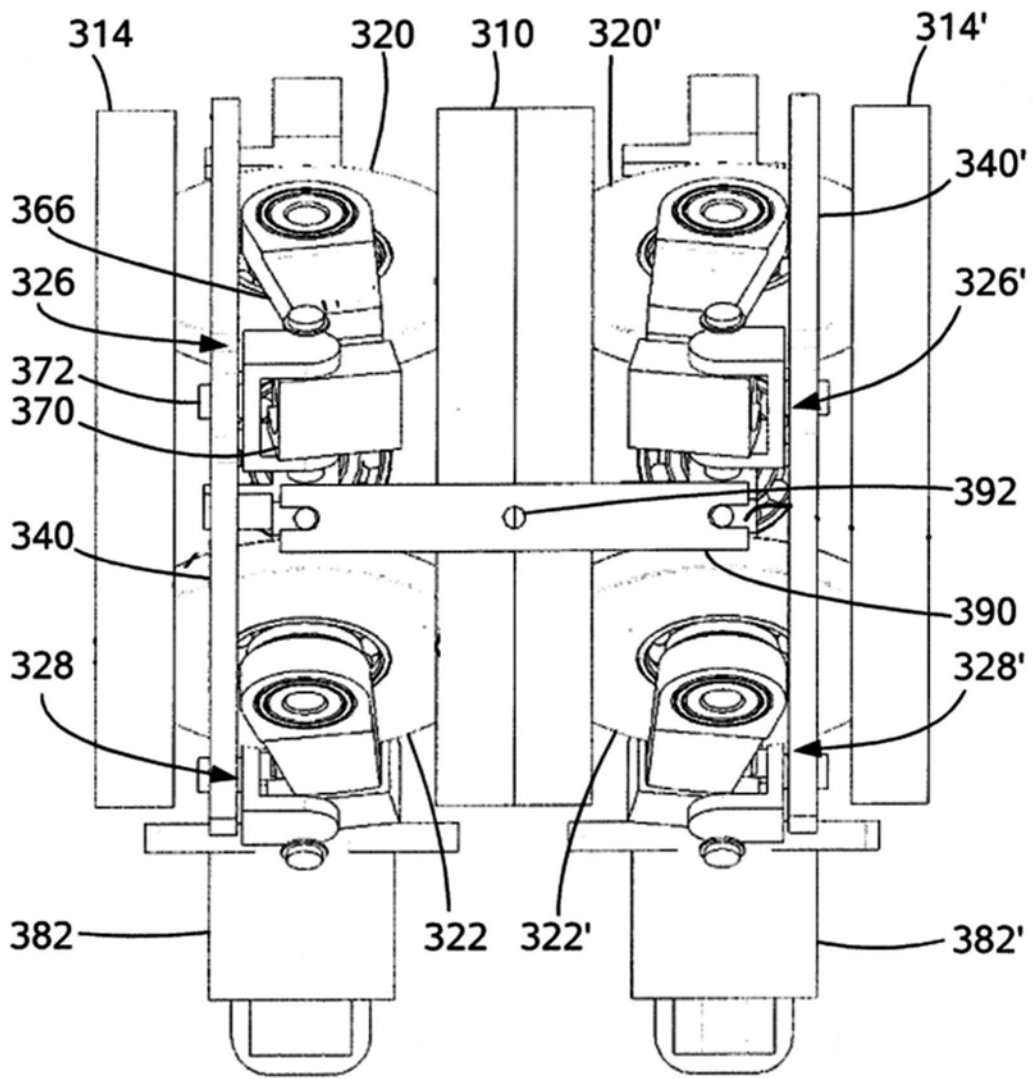


图12

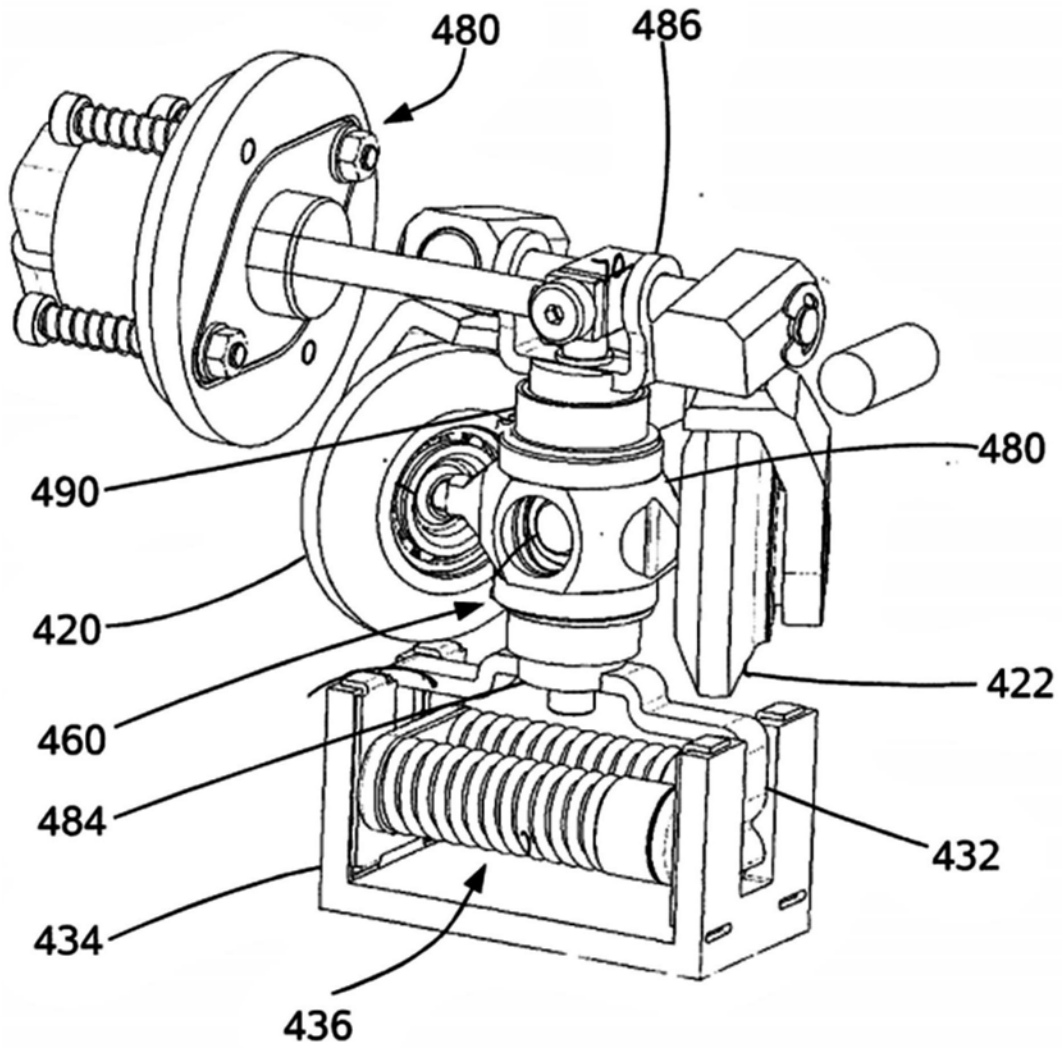


图13

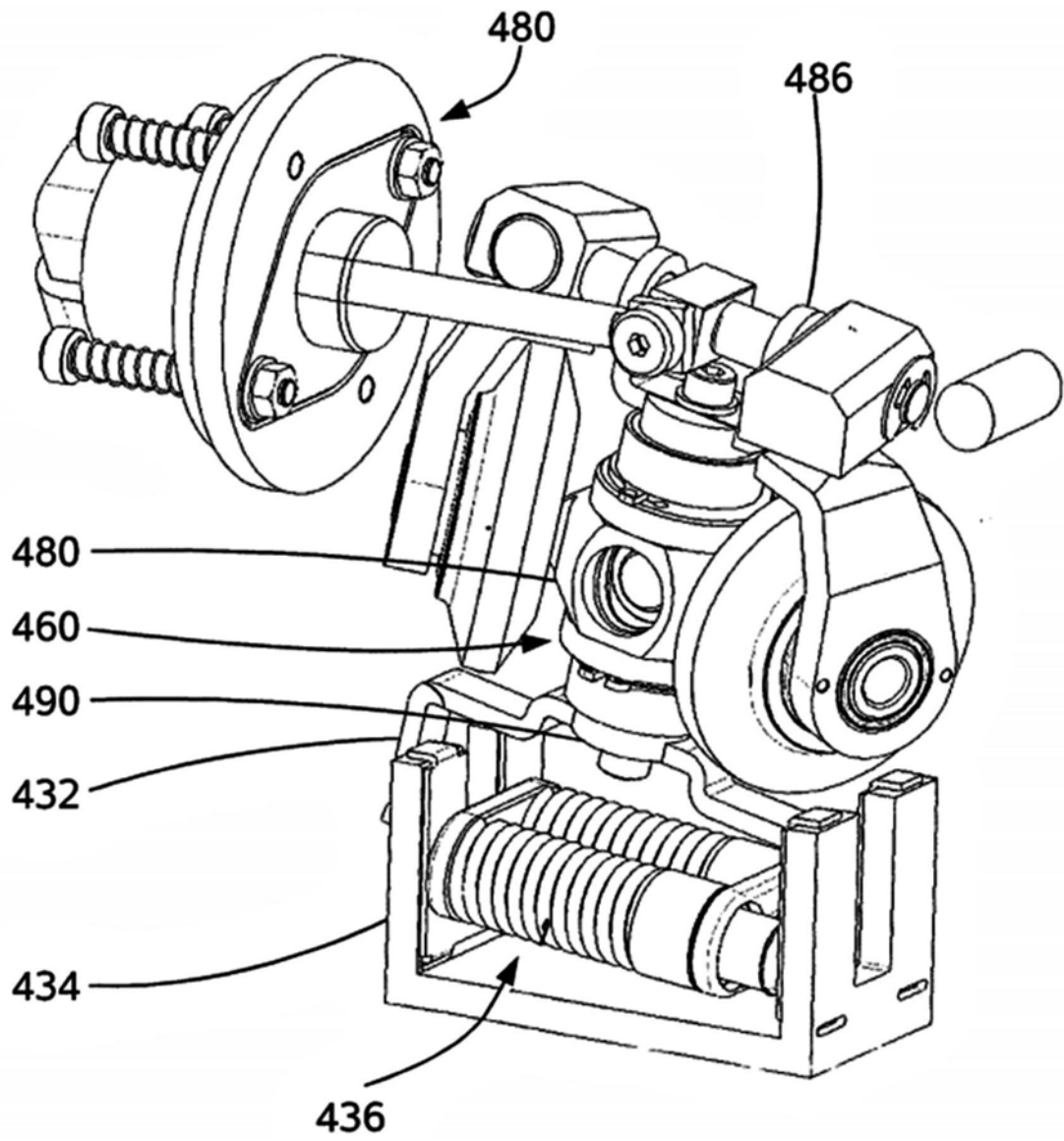


图14

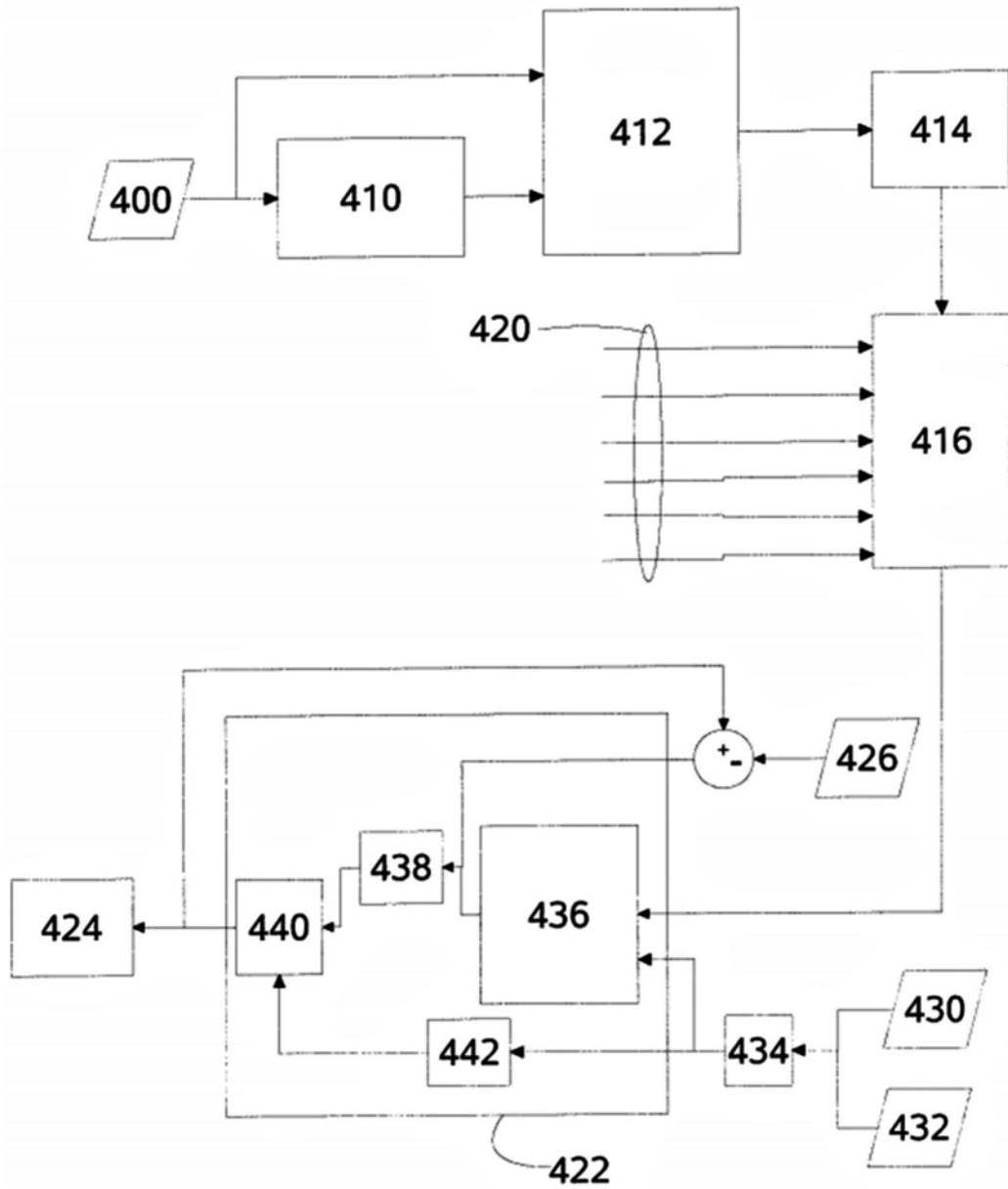


图15