

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F16H 15/38

F16H 61/00



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97195383. X

[43] 授权公告日 2003 年 5 月 21 日

[11] 授权公告号 CN 1109206C

[22] 申请日 1997.4.2 [21] 申请号 97195383. X

[30] 优先权

[32] 1996. 4. 19 [33] GB [31] 9608146. 8

[86] 国际申请 PCT/GB97/00938 1997. 4. 2

[87] 国际公布 WO97/40292 英 1997. 10. 30

[85] 进入国家阶段日期 1998. 12. 9

[71] 专利权人 托罗特拉克(开发)有限公司

地址 英国伦敦

[72] 发明人 C·J·格林乌德 M·因纽一

M·J·G·帕特尔森 Y·塔塔拉

[56] 参考文献

GB2023735A 1980. 01. 03 F16H15/38

GB2100372A 1982. 12. 22 F16H37/02

US3828618 1974. 08. 13

US4524641 1985. 06. 25 F16H15/08

US4854920 1989. 08. 08 F16H11/04

审查员 胡杰士

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

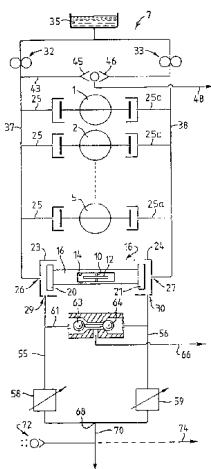
代理人 曾祥凌 杨松龄

权利要求书 2 页 说明书 9 页 附图 5 页

[54] 发明名称 变速器控制系统

[57] 摘要

变速器组件包括一使用双作用活塞来控制滚子和端部载荷压力差以向变速器加载的环形滚道滚动牵引形式的变速器, 和可操作使端部载荷压力差与滚子—控制活塞施加的净压力变化同步变化以保持滚子盘接触面上牵引系数始终低于会失去牵引力的极限值的控制装置。



I S S N 1 0 0 8 - 4 2 7 4

1、一种包括一环形滚道滚动牵引形式变速器的变速器组件，该变速器具有输入盘和输出盘（78，79）、位于所述盘之间并可操作在其间传递牵引力的液力活塞驱动的滚子（12）和将盘偏压向另一盘的端部加载装置（89，50），以及一液力控制装置（58，59），该液力控制装置可操作使端部载荷与滚子-控制活塞（20，21）施加的力的变化同步变化以保持滚子-盘接触面上的牵引系数始终低于会失去牵引力的极限值，其特征在于，滚子控制活塞（20，21）包括由液力控制装置（58，59）中的压力差控制的双作用活塞，通过与所述液力控制装置的第一和第二液力回路（37，38）连通的第一阀（45，46）以回路内两个压力中的较高压力向端部加载装置的高压室（50）供给液流，通过与所述第一和第二液力回路（37，38）连通的第二阀（63，64）以回路内两个压力中的较低压力向端部加载装置的补偿室（89）供给液流。

2、根据权利要求1中所述的变速器，其特征在于，所述第一阀（45，46）包括一个高压占优阀，所述第二阀（63，64）包括一个低压占优阀。

3、根据权利要求1或2所述的变速器，其特征在于，所述控制装置包括根据滚子-控制活塞（20，21）施加的力的预定函数改变端部载荷的装置（58，59）。

4、根据权利要求1或2所述的变速器，其特征在于，所述控制装置（58，59）包括与滚子-控制活塞（20，21）施加的力成比例地改变端部载荷的装置。

5、根据权利要求1或2所述的变速器，其特征在于，双作用滚子-控制活塞（20，21）包括在分开的同轴圆柱状罩（23，24）中滑动的相对活塞头，每个罩由单独的液流源供给。

6、根据权利要求1或2所述的变速器，其特征在于，双作用滚子-控制活塞（20，21）包括位于圆柱状室内的单头活塞，每个所述活塞的相对面暴露在压力可被相互独立控制的分开液流源中。

7、根据权利要求5所述的变速器，其特征在于，端部加载装置（50，89；50，99）包括一高压室（50）和一补偿压力室（89；99），

其中向后者提供的液流的压力等于作用在滚子-控制活塞(20, 21)上的两个压力中较低的压力。

8、根据权利要求7所述的变速器,其特征在于,向端部载荷装置的高压室(50)提供的液流的压力等于作用在滚子-控制活塞(20, 5 21)上的两个压力中较高的压力。

9、根据权利要求5所述的变速器,其特征在于,控制装置(58, 59)包括平行的第一和第二液流回路(37, 55; 38, 56),每个回路通过各自的压力泵(32, 33)从所述液流源中的一个或另一个供给其自己的液流,并且每个回路备有自己的压力控制阀(58, 59)以在回 10 路中产生所需的压力。

10、根据权利要求9所述的变速器,包括一润滑回路(74),该润滑回路具有控制其内部压力的装置(72),其中所述润滑回路被连接以受控的压力向端部加载装置的补偿室(89; 99)供给液流。

11、一种用于权利要求1至10中任一项所述变速器的低压占优 15 阀,包括接收第一和第二压力液流的第一和第二进口(202, 204),为供给至阀的两个压力中较低压力的液流提供的一个出口(206),和响应所述第一和第二压力以促使只有较低压力液流流向所述出口(206)的密封装置(220, 222, 224)。

12、根据权利要求11所述的阀,其特征在于,所述密封装置(220, 20 222, 224)包括一管道(214),该管道在第一端与高压液流源液流相通、在第二端与低压液流源液流相通、在中间点通向所述出口(206),所述管道的每一端具有一与一对密封元件中的一个或另一个配合的密封面,所述密封元件通过支撑在其间的分隔元件(224)以大于所述密封面(214a, 214b)间距离的大小分隔开,使得在操作中, 25 高压液流引起密封元件(220, 222)移动以阻塞与高压液流相连接的端部并开通与低压液流相连的端部,借此使低压液流流向出口(206)。

变速器控制系统

5 本发明涉及一种例如应用在无级变速传动装置（CVT）的变速器控制系统。

在已知的环形滚道滚动牵引形式的变速器中，把每个滚子安装在滚子导轮架中并把支撑与液力柱塞相连接，柱塞由受控液力支配，该受控液力在滚子和相对盘片间的接触面上产生相反切向力（通过薄油膜），这一点是熟知的。

10 例如，在专利说明书 GB-A-2023757 和 GB-A-1078791 中详细描述了一种使用此种型式变速器的两范围 CVT。该实例中的变速器包括两个输入盘或转子，二者都与原动力驱动的输入轴一起旋转。这两个盘中的一个固定在轴上，另一个用花键与轴连接，这样其在轴向上具有有限移动的自由度。一个输出盘或转子位于两个输入盘之间，两组滚子
15 在输入盘相邻表面上形成的部分环形滚道和输出盘间产生滚动接触。

除其作为输入元件的功能外，轴向可移动的端部盘也作为一个可操作对变速器产生端部载荷的活塞。这是在滚子和盘间产生必要的接触力以传递驱动所需要的。如果变速器受到过度的端部载荷，效率将
20 会降低并且零件寿命变短，但是，如果端部载荷不足，会在滚子-盘的接触面上产生不可接受的打滑，其将导致牵引力损失，一个显然不希望的效果。

GB-A-1 600 974 公开了一种环形滚道滚动牵引形式的变速器，其中尝试了在变速器零件高速运转时补偿过度的端部载荷。在该已知
25 变速器中，轴向可移动输入盘的外端具有一个内部分成两个室的圆柱状罩，每个室容纳一前一后安装在变速器轴上的两个环形活塞中的一个。每个活塞把相关的室分成两个腔，活塞每侧一个，在变速器运行中，活塞转子一侧的每对腔被供给高压液流同时在活塞另一侧的每对腔供给低压液流，这样在上述的变速器上产生一个净端部载荷。通过
30 以这种方式压端部载荷活塞的两侧，变速器零件高速旋转时高压腔液体产生的显著径向压力梯度将基本被低压腔液体产生的几乎相同的压力梯度所补偿。如果离心效果不存在即如果端部盘和其罩不旋转，

这使得有效的端部载荷实质上是起作用的。这样端部加载组件就会被称作“被离心所补偿”。

在 GB-A-1600974 中公开的端部载荷组件中，用于端部装载机腔的低压液体由转子/滚子润滑回路获得，高压液体从用于单动的滚子控制活塞的同一来源获得。从而，除非供给压力极低，端部载荷差的大小仍可能低于维持牵引力所需的值。

在上述类型的一个变速器中，滚子-盘接触面上的切向力（牵引力）TF 和正压力（垂直力）NF 间的比率称作牵引系数 TO。超过一个被称作极限牵引系数的确定值，滚子将打滑并且牵引力将失去。这意味着对于 GB-A-1 600 974 的系统，完全离心压力补偿只能应用在低压供给处于非常低的压力时。

根据本发明的第一方面，提供了一个变速器组件，该组件包括一个环形滚道滚动牵引形式的变速器，其包括输入和输出盘，位于所述盘间并且可操作以在其间传递牵引力液力活塞驱动的滚子，和将盘偏压向另一个盘的端部加载装置，其中液力控制装置可操作使端部载荷与滚子控制活塞施加的（净）力的变化同步变化以保持滚子-盘接触面上的牵引系统稳定在会失去牵引力的极限之下。

更适宜地，所述控制装置包括根据与滚子控制活塞施加的力的预定函数改变端部载荷的装置。

在一个特别便利的装置中，所述控制装置包括与滚子控制活塞施加的压力成比例改变端部载荷的装置。

有利的是，滚子控制活塞包括双作用施力活塞，力由控制装置压力差值控制，端部加载装置包括与滚子控制活塞施加的力成比例施加端部载荷的装置。

适宜地，双作用滚子-控制活塞包括相对的活塞头，其在分开的同轴圆柱状罩内滑动，每个罩由分开的液流源供给。

作为替代，双作用滚子-控制活塞包括位于圆柱状室内的单头活塞，每个所述活塞的相对面曝露在分开的液力流源中，液力流源的压力可相互独立的控制。

方便地，端部加载装置包括一个高压室和一个补偿压力室，为后者提供的液流压力与作用在滚子控制活塞上的两个压力中较低的相等。

适宜地，为端部载荷装置的高压室提供的液流压力与作用在滚子控制活塞上的两个压力中较高的相等。

有利的是，控制装置包括平行的第一和第二液力回路，每个回路由各自的泵从一个或另一个所述的液流源给自己供给液力流，并且每个回路备有自己的压力控制阀以在回路中产生所希望的压力。

适宜地，变速器包括一个连接在第一和第二液压回路的高压占优阀，其以回路两个压力中较高的压力向端部加载装置的高压室供给液流。

有利的是，变速器还包括一个连接在第一和第二液压回路低压占优阀，其以回路两个压力中较低的压力向端部加载装置的补偿室供给液流。

在一个装置中，变速器包括一个润滑回路，该润滑回路具有控制其中压力的装置，其中所述润滑回路被连接以被控制的压力向端部加载装置的补偿室供给液流。

适合与上述变速器结合应用的低压占优阀可包括用于接受第一和第二压力液流的第一和第二进口，用于供给给阀的两个压力中较低压力液流的出口和响应所述第一和第二压力以促进只有较低压力流通向所述出口的密封装置。

在一个特定的低压占优阀装置中，密封装置包括一个管道，其在第一端与高压液流源相通，在第二端与低压液流源相通，在中间点与所述出口液流相通，所述管道的每端具有与一对密封元件中的一个或另一个配合的密封面，所述密封元件由支撑在其间的分隔元件按大于所述密封接合区间距离的大小分隔开，使得在运行中高压液流使密封元件产生运动以阻塞与高压流相关的端部并开通与低压流相关的端部，借此使低压流流向出口。

本发明还提供了一个阀，其包括第一及第二室和一个双头活塞，该活塞包括处在第一室的第一头和处在第二室的第二头，所述第一头把第一室分成两部分，其中第一部分具有一个接受来自第一源的液流的进口，第二部分具有一个接受来自第二源的液流的第二进口，所述第二头可操作地通过连接件与第一头连接并可与其一起移动。第二室具有一个从液流源接受液流的第一进口，一个向其他装置供给液流的出口和一个处于低（或零）压力的第二可阻塞的出口，安排方式为使

得第二室液流压力与第一室压力差成比例。

下面将仅通过实例并参考附图更详细地描述本发明的实施例，其中：

图 1 所示为具有一种简单形式的差值端部载荷机械装置的变速器
5 横截面图；

图 2 所示为一个用于环形滚道滚动牵引变速器的控制系统的示意性图示并展示了本发明的各个方面；

图 3 和图 4 所示为用于变速器的第一和第二端部载荷组件；

图 5 所示为变速器零件的局部视图并展示了如文中所讨论的正压力（NF）和牵引力（TF）间的关系；
10

图 6 所示为压力控制装置示意图，该装置适于提供一个与本发明滚子控制活塞施加的净压力变化同步变化的端部载荷压力；

图 7 和图 8 所示为预载弹簧对端部载荷的影响和其影响如何被液力抵消；

15 图 9 所示为图 2 低压占优阀的放大视图。

简要参考图 1，变速器 2 包括一对输入转子盘 78，79，一个输出转盘 4 和多个位于其中的滚子 12，滚子以本技术领域普通技术人员所熟知的方式传递扭矩，因此这里不再详述。在变速器 2 的端部备有一个端部载荷组件 5，在其最简单的形式中包括一个简单的通入加压液流的液力室 6。液力室 6 中产生的压力对载荷盘 78 进行轴向加载使其
20 牢固地夹住盘 78，79 间的滚子 12 并保证有效传递通过变速器的扭矩。如上所述，该端部载荷的大小不应降低到会失去牵引力的值以下或升高到损害传动装置的效率及寿命。控制端部载荷大小的方法将在后面描述。

25 现在看图 2，其描述了本发明的一个控制系统 7，可以看出，变速器主滚子 12 的轴 10 安装在双作用活塞 18 的中空轴 16 的腔 14 中。该活塞具有相对的活塞头 20，21，其在液力载荷作用下在同轴圆柱状罩 23，24 内滑动并可围绕轴 16 的轴线自由旋转。也可使用同一活塞的单头变型，使单头的相对表面都曝露在液流中。

30 液流进口 26，27 和出口 29，30 分别形成在罩 23，24 的端部和侧壁上，通过大量相似供给支流 25，25a 也向从属气缸的端罩供给液流。其余滚子（1-5）的相应从属气缸压力与罩 23，24 中的压力相关，

从而使这些牵引力相等。

同样在本技术领域众所周知(例如在 GB-A-979062 中所详细描述
的),把第一滚子安装在罩 23, 24 中并把罩的轴对齐使轴大体上与
转子滚道形成其一部分的假想圆环中心圆相切,但具有一个被称作
5 “外倾”或“侧倾”角(CA)的小倾斜。借助这样一个装置,易于使
用液力端部挡块,因为滚子导轮架的每个轴向位置都与平衡比率角相
关。

用于这种传动装置的液力控制回路包括两个由油泵 32, 33 供给
的液流源,泵能够从油箱 35 以如 30 到 50bar 的压力向左手侧和右手
10 侧的上游液流管路 37 和 38 输送液流,这些管路分别把液流输送到气
缸的进口 26 和 27。然而这种泵将不提供这种压力的液流,除非控制
阀(58, 59)或它们各自的液力出口(29, 30)被足够节流。管路 37
和 38 间的交叉连接 43 借助单向阀 45 和 46 的“高压占优”装置连通
并通过管道 48 与传动装置端部载荷机械装置的主(高压)室,即图 3
15 和 4 中的室 50 连通。这保证一直以管路 37 和 38 的两个压力中较高
的压力向室 50 供给液流。

罩 23 和 24 的出口 29 和 30 通过下游左手侧和右手侧管路 55 和
56 通向两个电液比例压力控制阀 58 和 59 的进口,控制阀的操作将在
后面描述。

20 左右侧管路 55 和 56 间的交叉连接 61 借助阀 63 和 64 的“低压
占优”装置连通,连接 66 与传动装置端部载荷机械装置的补偿室即
图 3 中室 89 或图 4 中室 99 连接。在这两个连接之间,阀 63, 64 保
证端部载荷机械装置的补偿压力一直等于滚子控制气缸 23, 24 中的
较低压力。作为替代,元件 61-66 可重新布置在元件 43-46 的附近。

25 在控制阀 58 和 59 的下游,左右手侧的液流管路在点 68 结合在
一起,点 68 后面的连接 70 可操作地向传动装置整体润滑提供液流。
液流通过减压阀 72 保持在正确的背压。参考标记 74 所示为用于端部
载荷补偿组件(代替连接 66)的一个替代连接(处于背压)。

现在看图 3,合适的变速器端部载荷机械装置包括一个安装在变
30 速器输入转子 78 上的中空罩构件 76,主活塞和辅活塞 80, 81 安装在
罩构件内。参考标记 83 所示为用于活塞 80 的端部挡块。转子 78, 活
塞 80 和分隔件 91 直接或间接地与变速器轴 85 通过花键连接,图中

所示环形密封将主端部载荷室 50 (位于转子 78 和活塞 80 及 81 之间), 预载荷室 87 (位于活塞 80 和活塞 81 之间) 和所谓的补偿室 89 (位于活塞 80 和罩构件 76 的端部壁之间) 相互液力隔离。分隔件 91 限制活塞 81 和转子 78 间的最小接近距离。

- 5 该端部载荷机械装置最后还有一个膜片弹簧 93 在辅活塞 81 外表面和相邻主活塞 80 阶梯状表面间起作用, 并且将室 89, 50 和 87 分别借助通道 95, 96, 97 与液力管路 66, 48 和大气连接。作为替代, 通道 95 可安排为使之将室 89 与系统背压连接。

- 10 一旦运行, 端部载荷装置充满油并以变速器输入速度旋转。然而, 最开始在发动机起动时传动装置经历的快速加速过程中变速器必须克服有限的惯性载荷。因为液力泵也由发动机驱动并且不能得到液力端部载荷, 必须提供一个替代的端部载荷装置, 其由安装在两个活塞 80, 81 间的膜片弹簧提供。因此应该明白, 装置在发动机起动时施加机械端部载荷, 但该预载荷可被液力抵消到某种程度, 取决于装置
- 15 的物理尺寸和施加的压力。膜片弹簧的操作通过参考图 7 和 8 进行最佳展示, 从中可以看出, 整个端部载荷压力是膜片弹簧载荷 IL, 高压室压力 (CP) 和补偿室压力 (TP) 的结果。一旦压力差 (CP-TP) 大于 IL, 只克服了最初的弹簧载荷 IL, 以后端部载荷压力与压力差成比例升高, 其比例在很大程度上取决于 HP 和 CP 室间活塞的尺寸关系。
- 20 图 8 表示可通过以控制的方式升高 HP 和 CP 来液力抵消弹簧载荷 IL 的作用以消除弹簧的加载作用。这通过参考图 8 的下半部分恰当地展示, 从中可以看出, 弹簧的作用可以被抵消使得去掉载荷后端部载荷通过零点。其它变型对本领域的普通技术人员仍然是已知的。

- 25 使补偿室供给处于牵引压力 (TP) 意味着其既抵消系统的液流损失又提供真正的差值端部载荷变速器控制。

- 在操作中, 电-液比例压力控制阀 58, 59 以公知的方式操作以在管路 55, 56 和端部罩 23, 24 中产生所希望的背压, 使得主滚子 12 移动到希望的位置。事实上, 较高管路压力 (控制压力) 和较低管路压力 (牵引压力) 间的差值确定传动装置中的扭矩。这样, 滚子就被
- 30 称为处于“差值控制”下。如上所述, 端部载荷装置也使用液力回路两个压力的较高和较低压力差值, 从而也处于“差值控制”下。

 新系统的基本液力原理保证切向牵引力 (TF) 等于变速器横向平

面内作用在双作用滚子控制活塞上的控制压力 (CP) 减去牵引压力 (TP) 所得净力的一半。这表示在图 5 中, 其中 NCF 和 TF 分别表示横向平面内的净控制力和牵引力, TP 和 CP 表示牵引压力和控制压力, CA 表示后倾角。

5 可以看出, 通过对滚子和端部载荷装置进行压差控制, 可以保证整个端部载荷 NF (CP-TP 的产物) 与作用在滚子控制活塞上的净压力 (CP-TP) 同步变化。从而, 整个端部载荷 NF 的大小直接与牵引力 TF 联系起来, 从而牵引系数 (TF/NF 的比率) 将在变速器运作中保持恒定。因此就会自动保持牵引系数低于通常会发生打滑的特定预定值。

10 现在看图 4 的作为另一种选择的加载装置, 可以看出, 通过使用一端部载荷气缸可获得恒定并且接近最佳的牵引系数, 该气缸具有两个尺寸相同的室 50, 99, 一个室 (50) 处于控制压力 (加上其离心头), 相对另一个室 (99) 处于牵引压力 (加上其相等的离心头), 使得尽可能精确地将滚子/盘接触面上滚子-相关的牵引力变化与那里的端部-载荷-相关的垂直力变化相匹配。在该图中, 使用与图 3 中相同的参考标记表示结构上或功能上相似的元件。在端部载荷组件的变型中 (如图 3 所示) 如果希望, 补偿室和高压室的尺寸可以不同以产生少于完全离心压力补偿的离心压力补偿, 从而允许牵引系数随速度下降。

20 应注意到, 本发明的变速器控制系统与 GB-A-1 600 974 中的相比是非常有利的, 因为由于在该较早装置的滚子-控制活塞中没有有效的牵引压力, 其结果是, 为端部载荷补偿而施加的任何低压将会增加操作牵引系数, 并伴随产生超过极限值的危险, 其不良结果已经在上面描述了。

25 在本发明的一个替代实施例中, 补偿压力是从图 2 回路 (背压) 的润滑点 70 而不是从管路 66 (牵引压力) 中获得的。然而, 应该注意到, 尽管不需要一个“低压占优”阀组件, 由于回路中压力下降 (液流损失) 背压不能完全补偿牵引压力。

30 从上述内容可以看出, 本发明的最主要功能是使端部载荷与由滚子-控制活塞施加净力的变化同步变化以保持滚子-盘接触面上的牵引系数 (CT) 始终低于会失去牵引力的极限值。上述装置提供了可达到这种效果的一种可能方法, 同时应该注意到还可使用众多不同方

法中的任何一种方法。例如,可使用一个如图6中所示的阀装置150,其分别包括第一和第二室152,154和整体以156表示的一个双头活塞装置。第一活塞156a安装在第一室152内并将其分成两部分152a,152b,每部分分别由高压占优和低压占优阀装置供给液流。第二活塞156b安装在第二室内并可操作地通过连接元件158与第一活塞156a连接以随之一起移动。在远离连接元件158的一侧第二室具有一个进口159,其用于接收在控制器162控制下可独立操作的泵160供给的液流。第二室的第一出口164为端部载荷供给液流并可向如图1所示的简单单室端部载荷装置供给液流。可以看出,该出口可用进口159中的一个简单出口(未示)代替。第二出口166位于活塞156b下部,其将液流送回到油箱35(图2)。活塞156b和出口166间的位置关系使得活塞动作以控制通过出口166的液流从而控制压力 P_1 和端部力的大小。如果 P_1 升高到超过预定值,活塞156b移动打开出口并恢复到正确的压力。相反,如果必要,活塞156b可移动以阻塞出口166(或者部分地或者完全地)并恢复压力。为排出活塞156b后面部分的液流并考虑到排出后面集聚的气体,还提供了另一个出口167。如果希望,出口167可定位在产生过度压力时也能提供压力释放的位置。作为替代,可以使用控制器162改变泵160的输出从而改变压力 P_1 使其永远不会超过预定值。例如,这种情况可在高速旋转时发生,此时端部载荷机械装置的液力受到的离心压力作用对整体端部载荷具有显著的不利影响。

在运转中,液力泵160被操作并在第二室154中产生压力 P_1 ,其作用在第二活塞156b上并向端部载荷提供液压。第一活塞156a每个侧面上受到的压力 P_2 , P_3 分别与管路48和66中的高压和低压相等。 P_2 和 P_3 间的差值用来平衡 P_1 ,这样活塞156b根据 P_1 与 P_2 - P_3 差值的大小向箭头W的一个或另一个方向移动以增加或减少出口166中的阻力。应该注意到,在 P_2 和 P_3 为滚子-控制活塞的控制压力CP和牵引压力TP时,该装置允许改变端部载荷压力的大小,从而能够使端部载荷力与作用在滚子-控制活塞上的净压力(P_2 - P_3)同步变化。从而,在该简单装置中并不绝对需要一个两室的端部载荷装置,该装置在某种程度上可以被简化。 P_1 , P_2 和 P_3 间的精确关系取决于活塞156a,156b的相对尺寸,可改变相对尺寸以提供任何需要的关系。例

如，相同尺寸的活塞将使 P1 与 P2 和 P3 差值成精确比例变化，而其它尺寸将会改变这种关系。在 P1 达到某一压力，在该压力作用下端部载荷使得牵引系数极限被超过时，活塞 156b 将移动到可阻塞出口 166 并使压力恢复的位置。

- 5 为完整起见，应该补充，有两个因素影响上述滚子/盘接触面上端部载荷和正压力间的关系。第一，在给定的端部载荷下，力与滚子比率角（在 1:1 时为 0° ）的余弦成反比增加。第二，在端部和中心盘上由作用在滚子上的净控制力的轴向分力产生的正压力之间是有差别的—轴向分力等于净力乘以后倾角的正弦值。因为这两个作用相对较小，所以在上面处理中被忽略了。

- 10 图 2 和图 9 中的最低压力阀在除上述以外的大量申请中都有应用，因此现在对阀进行详细描述。典型上，阀 200 包括用于接收第一和第二压力 P6, P7 的液流的第一和第二进口 202, 204, 用于接收处于压力 P6 和 P7 中较低压力的液流的出口 206, 整体以 208 表示的密封装置对压力差产生响应以促使只有最低压力液流流向所述出口 206。阀还包括两个室 210, 212, 每个室与各自的出口相连, 管道 214 在第一端 214a 与室 210 液流连通, 在其另一自由第二段 214b 与室 212 液流连通。管道 214 的中间点与阀出口 206 连接, 用于以后面将要描述的方式通过液体。管道的每个端部包括一个密封面 216, 218。
- 15 20 阀的其他特征包括一对以如球 220, 222（图 2 中为 63, 64）形式表示的密封件, 每个密封件可在各自室 210, 212 的约束范围内自由移动并能封住或打开各自的管道 214 端部。两个密封元件 220, 222 通过延伸在其间的分隔元件 224 以大于所述密封面间距离的大小分隔开, 使得在运行中高压液流引起密封件移动以阻塞与高压相连的端部并在与低压液流相连的密封件（图 9 中 220）之间维持一个给定的距离或间隙 G。在该装置中, 通向管道 214 的开口保持打开, 较低压力液流可自由流向出口 26, 借此向后面的使用提供处于两个压力中较低压力的液流。
- 25

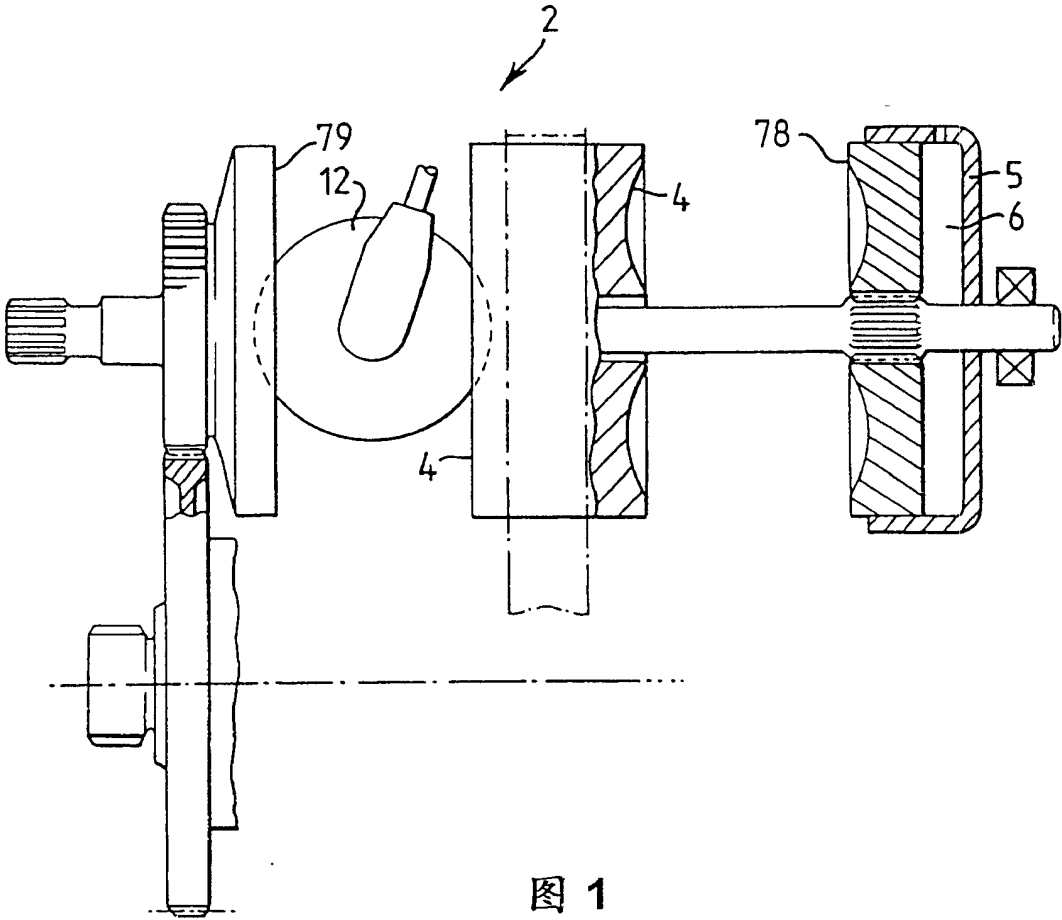


图 1

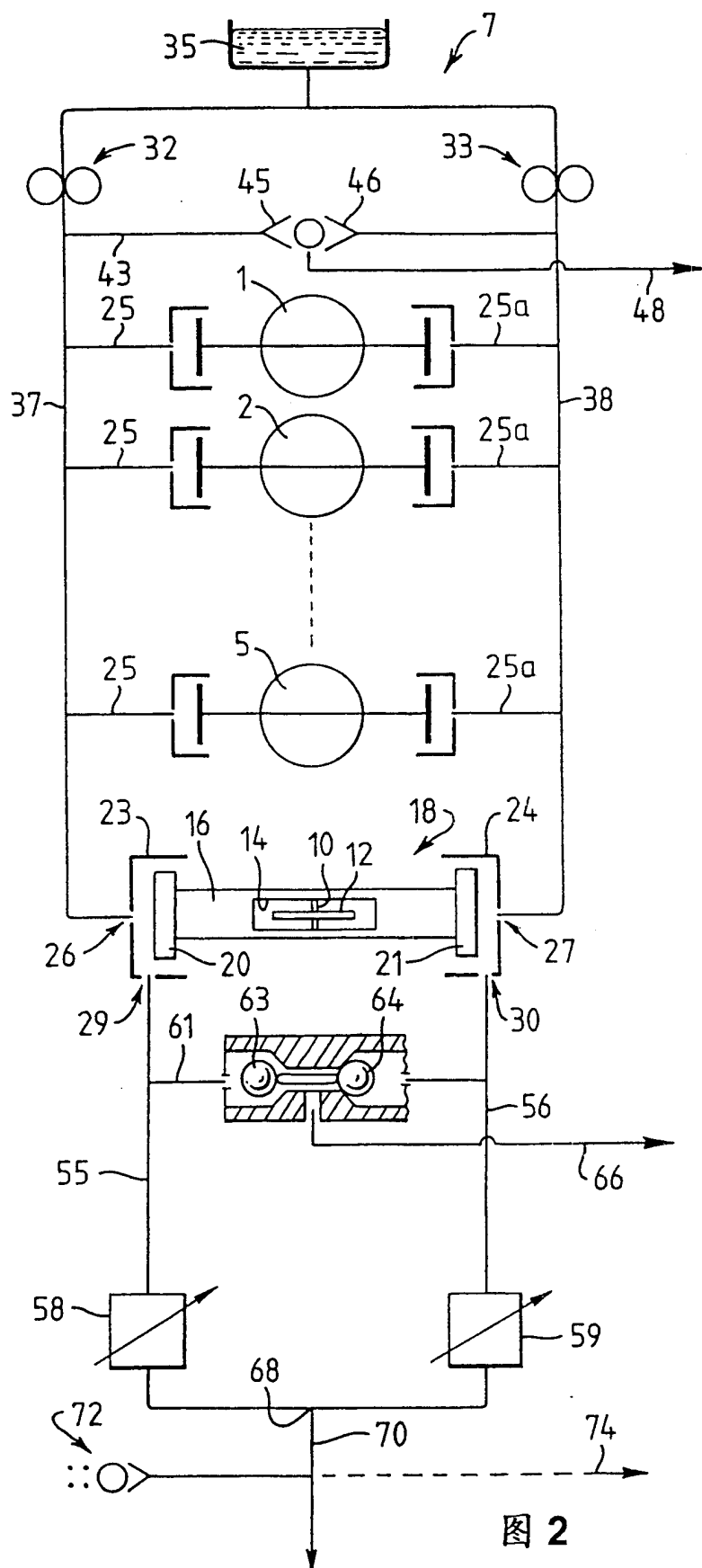


图 2

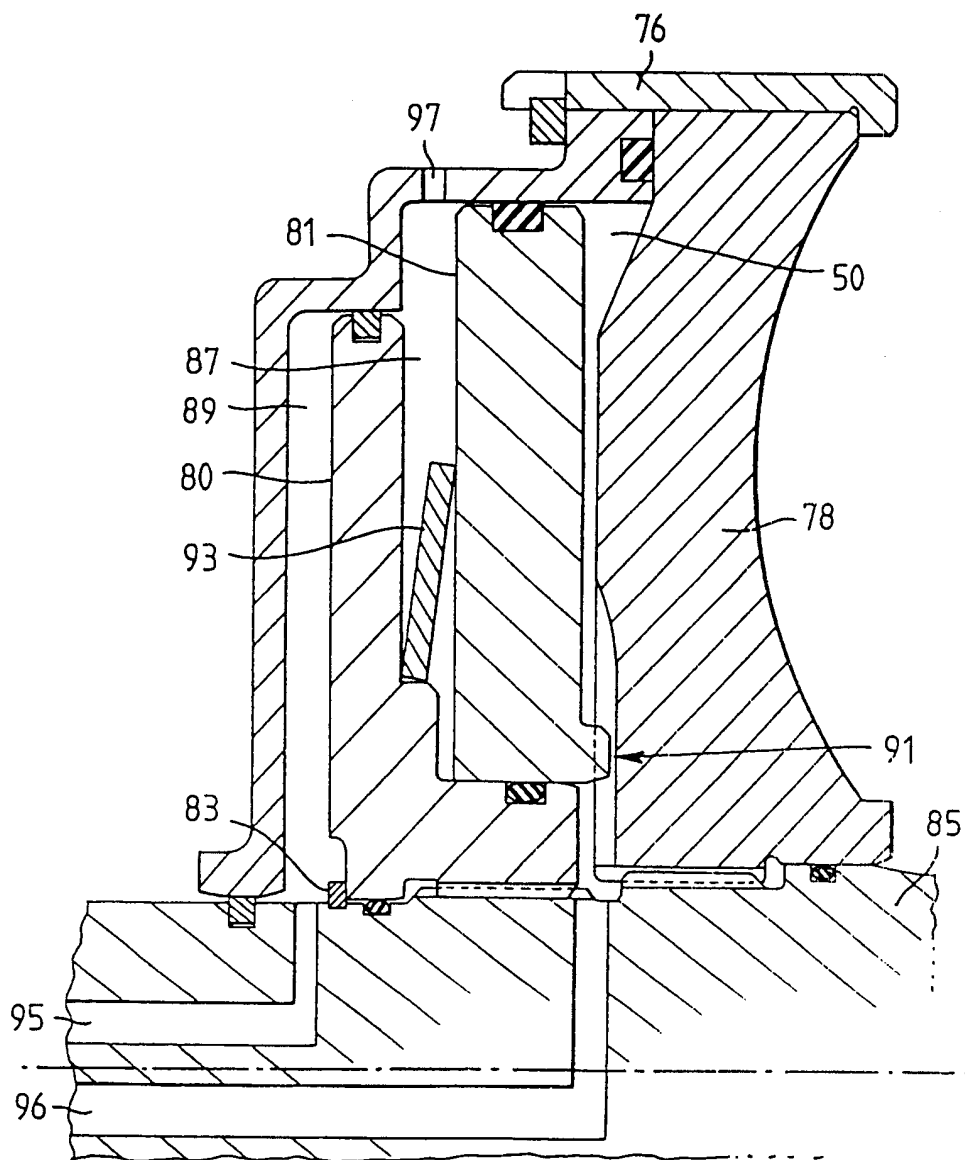


图 3

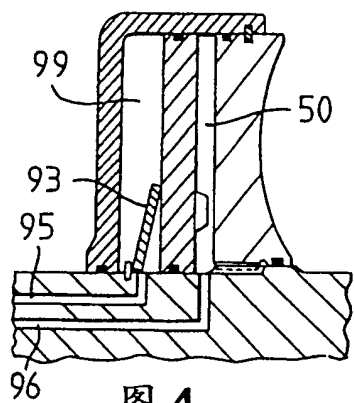


图 4

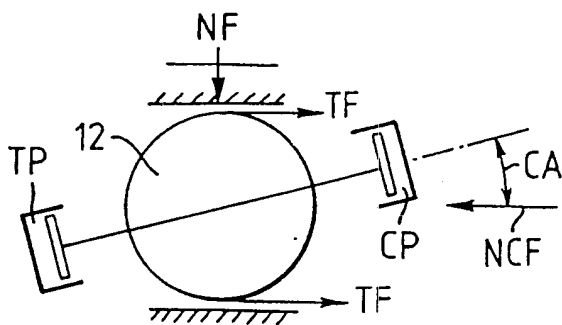
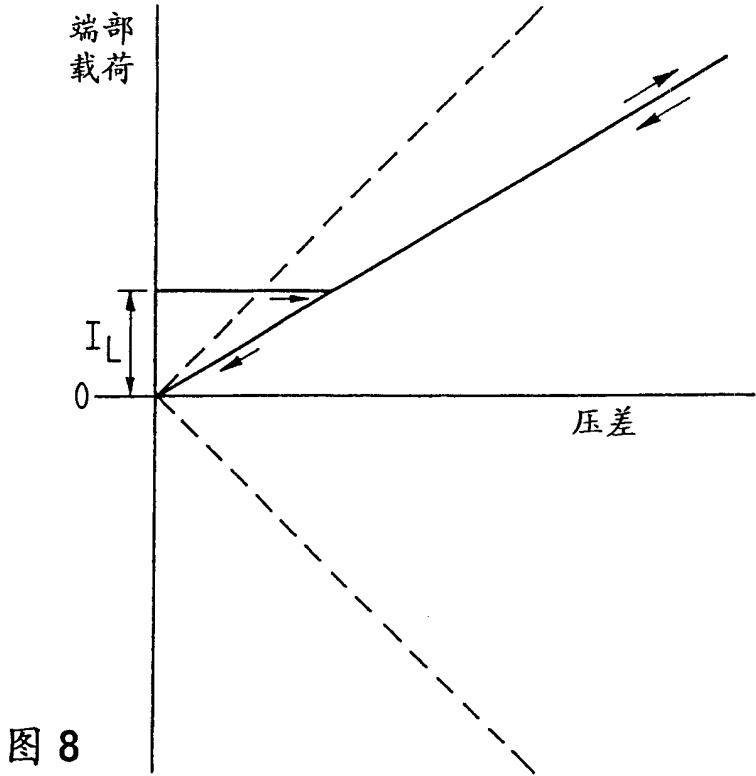
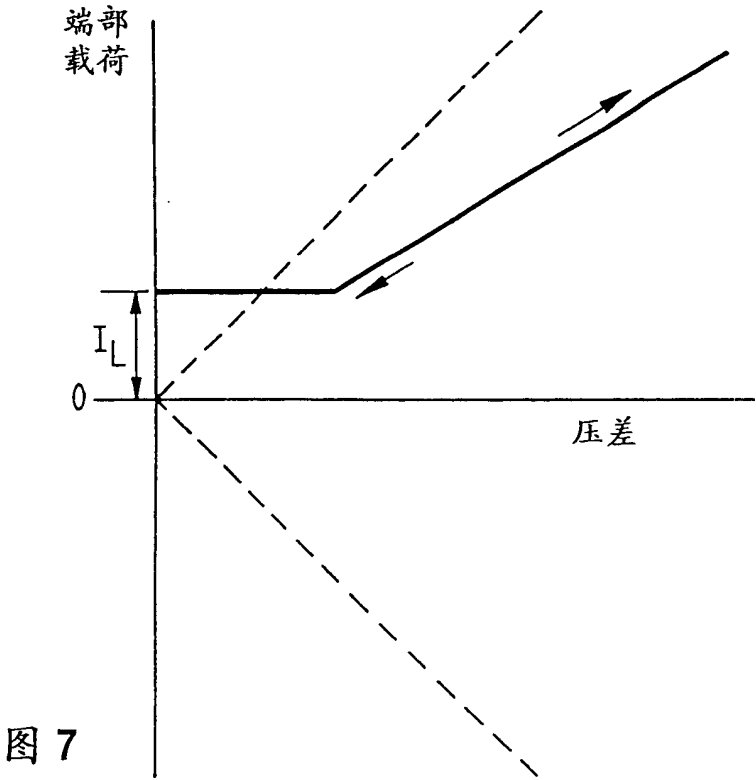


图 5



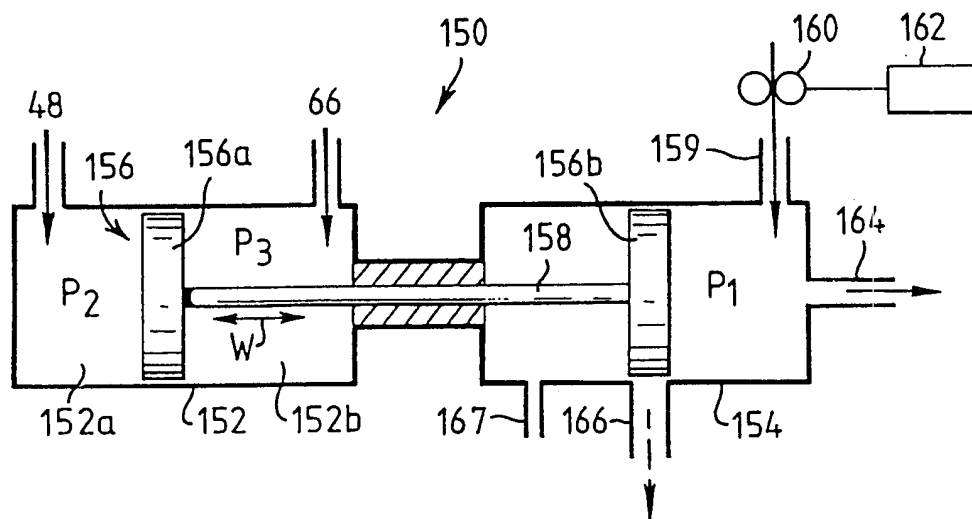


图 6

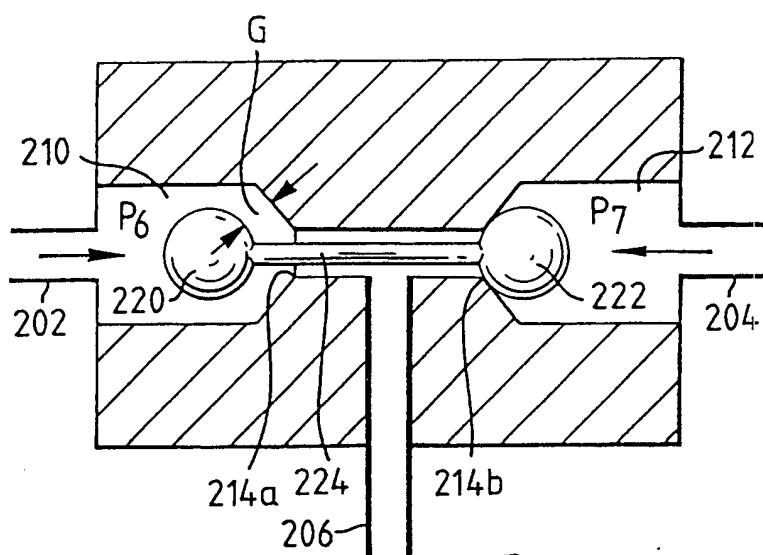


图 9