

[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 200580015048.9

[51] Int. Cl.

F16H 61/44 (2006.01)

F16H 61/42 (2006.01)

F16H 59/40 (2006.01)

F16H 47/02 (2006.01)

[45] 授权公告日 2009 年 3 月 25 日

[11] 授权公告号 CN 100472106C

[22] 申请日 2005.5.6

[21] 申请号 200580015048.9

[30] 优先权

[32] 2004.5.10 [33] DE [31] 102004023629.1

[86] 国际申请 PCT/EP2005/004936 2005.5.6

[87] 国际公布 WO2005/111476 德 2005.11.24

[85] 进入国家阶段日期 2006.11.10

[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 于尔根·莱格纳

[56] 参考文献

EP0615077A 1994.9.14

EP0282010A 1988.9.14

DE19957791A1 2001.6.7

EP0561430A 1993.9.22

FR1321351A 1963.3.15

审查员 宋 浩

[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 钟 强 樊卫民

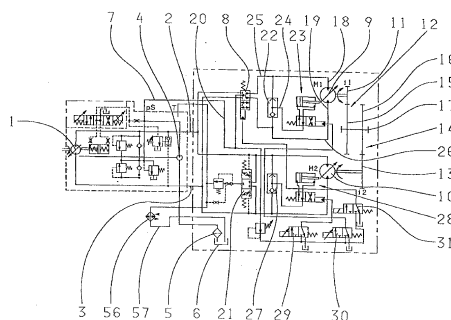
权利要求书 2 页 说明书 9 页 附图 2 页

[54] 发明名称

用于机动车辆的驱动装置

[57] 摘要

一种用于机动车辆的驱动装置具有第一液压马达(9)和第二液压马达(10)，所述马达通过加法变速器(12、14)保持持久地有效连接并且驱动输出轴(17)。为了能够驱动第一液压马达(9)超过它的可靠最大转速运行，第一液压马达(9)被调节到活塞排量为零并以液压的方式与高压相分离。



1. 一种用于机动车辆的驱动装置，所述驱动装置具有两台液压马达（9、10），其中至少一个马达的活塞排量是可以进行调节的，并且两个液压马达与输出轴（17）保持持久的有效连接，其中所述液压马达（9、10）与高压总管（2）相连接，其中至少一个液压马达（9）的活塞排量可调节为几乎为零并且该液压马达（9）与高压总管（2）脱离，其特征在于，该液压马达（9）构成为径向活塞液压马达，从而在活塞排量调节为零时在所述液压马达（9）的活塞和汽缸之间不产生相对运动并且活塞排量是以液压方式可调的。

2. 如权利要求1所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，第一液压马达（9）通过第一减速器部件（12）驱动输出轴（17）并且第二液压马达（10）通过第二减速器部件（14）驱动输出轴（17）。

3. 如权利要求1所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，第一液压马达（9）在超过它的可靠的最大转速时具有零活塞排量并且与高压总管（2）脱离。

4. 如权利要求2所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，第一减速器部件（12）的变速比大于第二减速器（14）的变速比。

5. 如权利要求1所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，阀（8）将第一液压马达（9）与高压总管（2）分开并且第一液压马达（9）的压力油进油管路（18）和压力油回油管路（19）与第一管路（20）连接，供油泵（4）的供油压力作用在所述第一管路（20）上。

6. 如权利要求2所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，第一减速器部件（12）是圆柱齿轮传动装置并且第二减速器部件（14）是圆柱齿轮传动装置。

7. 如权利要求1所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，在输出轴（17）的最大输出转速时第一液压马达（9）与高压总管（2）分开并且它的活塞排量为零并且第二液压马达（10）被调节到它的最小活塞排量。

8. 如权利要求1所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，驱动装置应用于作功机械中。

9. 如权利要求8所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，所述作功机械是轮式装载机。

10. 如权利要求1所述的用于机动车辆的驱动装置，其特征在于，阀（8）将第一液压马达（9）与高压总管（2）分开并且第一液压马达（9）的压力油进油管路（18）和压力油回油管路（19）与第一管路（20）连接，在冷却器（56）之后的第二管路（57）的润滑压力作用在所述第一管路（20）上。

## 用于机动车辆的驱动装置

### 技术领域

本发明涉及一种机动车辆的驱动装置。

### 背景技术

根据所述类型的驱动装置特别应用于做功机械，例如轮式装载机。轮式装载机需要在较低的速度时高牵引力并且优选地终速度是40km/h。在第一行驶范围即工作范围中，换档是不方便的，因为该换档耗时并且因此延长工作间隔。

EP 3907633C2中公开了一种可无级调节的液压行驶驱动装置，其中第一液压马达通过第一变速器部件驱动输出轴并且第二液压马达通过第二变速器部件同样驱动该输出轴。在第一行驶范围中，两个变速器部件与输出轴连接，所以两个液压马达的转矩作用在输出轴上。通过液压马达的活塞排量的改变，除了泵的活塞排量以外的输出转速能够被改变。但是这仅仅可以到达液压马达中一个的最大转速。由于这个原因在两个马达的减速器部件之间存在机械的分离装置，该分离装置在液压马达到达最大转速时将该马达与输出轴分开，所以另一个液压马达能够继续被加速它的最大转速。在打开分离装置之前，马达必须被调节到几乎为零的活塞排量。但是该马达的接合或者脱离导致换档振动（Schaltruck）。

### 发明内容

本发明要解决的问题是，提供一种用于机动车辆的驱动装置，其中，在第一行驶范围中两个液压马达的转矩作用在输出轴上并且其中在另一个行驶范围中仅一个液压马达作用在输出轴上，其中使换档振动最小化并且变速器应该简单地构造。

该问题通过一种用于机动车辆的驱动装置来解决，所述驱动装置具有两台液压马达，其中至少一个马达的活塞排量是可以进行调节的，并且两个液压马达与输出轴保持持久的有效连接，其中所述液压马达与高压总管相连接，其中至少一个液压马达的活塞排量可调节为几乎为零并且该液压马达与高压总管脱离，该液压马达构成为径向活塞液压马达，从而在活塞排量调节为零时在所述液压马达的活塞和汽缸之间不产生相对运动并且活塞排量是以液压方式可调的。

根据本发明，第一液压马达通过第一减速器部件并且另一个液压马达同样通过第二减速器部件持久地与输出轴连接。变速器部件的变速比能够是相同的，优选地变速比不同。

在另一个结构形式中，与第一液压马达连接的第一减速器由圆柱齿轮变速器组成，其中液压马达的输出轴驱动第一圆柱齿轮，该第一圆柱齿轮与第二圆柱齿轮有效地连接，该第二圆柱齿轮与输出轴防扭的连接。同样存在如下可能性，第一液压马达驱动第一圆柱齿轮并且第二液压马达同样驱动一个圆柱齿轮，其中两个圆柱齿轮与一个共同的圆柱齿轮有效地连接，该共同的圆柱齿轮与输出轴防扭地连接。至少一个液压马达的活塞排量可以调节，但是优选地两个液压马达的活塞排量都可调节。为了以较高的转矩开动，两个液压马达的压力油进油管路与泵的压力油出口连接并且所述液压马达具有大于零的活塞排量。如果现在提高泵的输送排量，那么马达被驱动，所述马达转而通过它的减速器部件驱动输出轴。该输出轴与汽车轮连接，因此该汽车轮被驱动。如果到达泵的最大的输送排量，那么至少一个液压马达的活塞排量如此调节，使得输出轴的转速继续提高。该马达和该减速器部件优选地如此设计，使得该马达在达到它的最小活塞排量时在压力油进油管路受到高压的加载时实现它的最大可靠转速。现在该液压马达被调节到零活塞排量并且压力油进油管路与泵的高压即压力油出口分开。该液压马达的压力油进油管路和压力油回油管路与液压泵的吸

入侧或者在回路关闭时与供油泵的压力或者与用于变速器（箱）的冷却器的回流压力，用于变速器的润滑压力连接。通过冷却器的回流压力与马达连接的方法，马达的轴承的支承部位和密封将仍然较小地加载，因为该压力低于供油压力。通过减小另一个马达的活塞排量，输出轴的转速将继续增加，从而第一液压马达的转速也增加超过它的最大可靠转速。但是第一液压马达能够在大于它的最大可靠转速时被驱动，因为它几乎没有活塞排量，通过活塞排量调节装置调节活塞排量为零的方法，并且该高压不再位于压力油进油管路上。优选地液压马达构造为径向活塞液压马达，从而通过活塞排量调节为零在活塞和汽缸之间没有产生一点相对运动并且因此马达具有小的摩擦。在使用带有曲轴的径向活塞液压马达时，行程容积调节装置设置在曲轴内，例如在WO99/17021中所述，该公开的内容应该弯曲被包括，从而在液压马达调节到零活塞排量时，曲轴同心地围绕并且因此活塞不进行直线往复运动。在WO99/17021中所示的机械的行程容积调节装置也能够以液压的方式实现，通过调节活塞通过液压的压力进行调节的方法。优选地调节活塞与高压连接，从而通过高压进行调节。但是同样存在如下可能，第一液压马达作为轴向活塞马达或者第一液压马达作为径向活塞液压马达并且第二液压马达作为轴向活塞马达构成。因此在输出轴的最大转速时，第一马达与高压分开，但是与输出轴机械地连接并且它的活塞排量为零。第二马达被调节到它的最小活塞排量并且驱动输出轴。液压马达和变速器如此设计，使得如果到达第一液压马达的最大可靠转速，那么到达作功机械的工作范围。因此行驶范围仅仅通过第二液压马达实现。

对专业人员显而易见的是，在泵的输送方向变化时液压马达的压力油进油管路和压力油回油管路变换，因为现在压力油回油管路被高压加载并且压力油进油管路被低压加载。但是在液压马达关掉时，传输高压的管路总是被低压或者从冷却器到油箱（变速器）的回流压力、润滑压力加载并且与高压分开。

在另一个结构形式中，活塞排量的调节装置通过阀与止回阀连接，从而当压力油进油管路与高压分开时用于马达的活塞排量的调节装置自动地与高压分开并且以低压加载。因此不可能的是，在分开的状态下，调节装置沿较大的活塞排量的方向调节液压马达。

通过不将马达设置在输出轴上的方法，可以将用于调节活塞排量的压力油进油管路身在在曲轴中的曲轴的一侧上并且与高压连接。因此密封件能够设置在小的直径上，从而在高压力下较高的转速是可以的。

由于第一液压马达和第二液压马达与输出轴保持持久的机械的有效连接并且在输出轴的最大转速时一个液压马达被调节到零活塞排量并且该马达的压力油进油管路和压力油回油管路与低压连接，所以驱动系统根本不需要机械的分离装置，从而不会产生换档碰撞。通过马达在断开状态下同样以压力油供应的方法，汽缸保持充满，从而同样在接通时候不产生换档碰撞。

#### 附图说明

下面结合附图对本发明的其它特征作进一步的说明。

图1示出驱动装置的液压示意图和传动示意图；

图2示出输出转速或者速度与活塞排量之间的关系曲线图；和

图3示出输出转速或者车辆速度与转速之间的关系曲线图。

#### 具体实施方式

图1：

活塞排量可以改变并且优选地具有电子的依据转速的调节装置的液压泵1输送压力油到高压总管2中并且从低压总管3中吸入。供油泵4通过过滤器5从优选是变速器外壳的压力油箱6中吸入并且一方面输送到低压总管3中并且另一方面输送到供油压力管7中。高压总管2通过第一止回阀8与第一液压马达9以及与第二液压马达10连接。低压总管3通

过止回阀8与第一液压马达9并且与第二液压马达10连接。第一液压马达9的活塞排量是可调节的并且驱动第一减速器部件12的第一齿轮11，并且第二液压马达10驱动第二减速器部件14的第一齿轮13。第一齿轮11驱动第二齿轮15并且第一齿轮13驱动第二齿轮16，其中第二齿轮15和第二齿轮16防扭地与输出轴17连接。输出轴17与汽车轮连接。阀8具有两个操作位置，其中在第一操作位置中高压总管2与压力油进油管路18连接并且压力油回油管路19与低压总管3连接。在阀8的第二操作位置中，高压总管2与压力油进油管路18分开并且压力油回油管路19与低压总管3分开。压力油进油管路18和压力油回油管路19与供油压力管7连接。同样可能的是管路20与供油阀21的出口连接，从而压力油进油管路18和压力油回油管路19同样被供油泵4的压力加载，但是马达在该操纵位置获得离开供油阀21的热油。通过管路20与管路7连接的方法，马达在该操作位置获得供油阀4的冷却油。同样可能的是，管路20与从冷却器56到油箱6的回流管路57连接，从而压力油进油管路18和压力油回油管路19被非常低的压力加载。阀22总是将高压供应给活塞排量调整装置23，通过阀22将管路24或者连接到管路25或者连接到管路26。阀22设置在阀8和第一液压马达9之间，从而通过阀8在第一操纵位置的接通，活塞排量调节装置23自动地被高压加载并且在阀8接通在第二操纵位置时，活塞排量调节装置23自动地被低压加载。因此可以保证在阀8的第二操纵位置中第一液压马达9的活塞排量不能被调节。阀27如阀22一样以高压供给活塞排量调节装置28。阀29和30构成为比例阀并且与电子控制单元连接，从而能够控制与阀29和30连接的调节装置28和23，从而能够调节液压马达9和10的活塞排量。阀31同样与电子控制装置连接并且操纵阀8，以便第一液压马达9以液压的方式与高压脱离。

为了通过驱动装置开动，阀8位于它的第一操纵位置，从而高压总管2与压力油进油管路18连接，并且泵1的活塞排量增大，从而在第一液压马达9和第二液压马达10产生转矩并且通过第一变速器部件12和第二变速器部件14驱动输出轴17。通过进一步增加泵1的活塞排量，加快输出轴17的转速，从而增加汽车的速度。接着至少一个马达（第一

马达或者第二马达)的活塞排量或者两个马达的活塞排量被减小,从而输出轴17的转速继续增加。在达到第一马达9的最大可靠转速时,第一马达9调节为零活塞排量并且阀31电子控制单元作用,所以阀8转换到它的第二操纵位置并且压力油进油管路18与高压总管2分开。同时调节装置23也通过阀22与高压分开。因为第一液压马达9在该转速下具有零活塞排量并且根本没有来自高压的力作用在第一液压马达9上,可以继续加速超过其最大可靠转速的第一液压马达9。这通过下面的方式实现,第二液压马达10同样继续减小它的活塞排量,直到到达第二液压马达10的最小活塞排量。在泵1的最大的输送量和第二马达10最小的活塞排量时以及通过关闭第一液压马达9的阀,实现输出轴17的最大转速。在使用具有曲轴和在曲轴中的液压调节装置的径向活塞液压马达的情况下,曲轴在最大的转速时同轴地转动,从而活塞在汽缸中根本没有行程。同样液压马达的轴承力显著地减小,因为液压马达没有被高压加载。因此不需要液压马达以机械的方式与输出轴17脱离。阀31和8如此操纵,使得在第一液压马达9在没有液流的状态下与高压总管2脱离。第一减速器部件12的变速比和第二减速器部件14的变速比如此设计,使得在轮式装载机的工作范围的末端处,第一液压马达9达到它的最大可靠转速并且通过阀8被断开。

图2:

在横坐标32上示出汽车速度或图1的输出轴17的转速并且纵坐标33上示出图1的第一马达9和第二马达10的泵1的活塞排量。在坐标原点34上汽车静止。第一马达9位于它的最大活塞排量,其用线35表示。第二马达10同样位于它的最大活塞排量,其用线36表示。通过增加泵1的活塞加速汽车或者输出轴17,其用线37表示。在点38处,泵1具有它的最大活塞排量,该活塞排量在进一步观察时不会改变,这可从线39上看出。第一马达的活塞排量从点40起减小,这在线43中示出,从而汽车继续加速。在点44处第一马达的活塞排量被调节为零并且马达通过图1的阀8与高压分开。优选地在点44处的转速相应于第一液压马达9的最大可靠转速。从点45起第二马达10单独减小它的活塞排量,从而继

续增加汽车速度，这在线46上示出。在点47处到达汽车的最大速度并且第二马达10位于它的最小活塞排量。第一马达9的转速在点47处超过它的最大可靠转速。但是在液压马达压力加载时最大可靠转速以高压定义，从而液压马达通过它的液压关闭以及液压马达调节为零马达排量在超过它的最大可靠速度下能够被加速。

图3:

如在图2中所示的，在横坐标48上同样示出输出轴的转速或者速度。在纵坐标49上示出第一马达9和第二马达10的泵1的转速。泵1将被以最大的转速驱动，其能够用线50表示。如在图2中所示的，第一液压马达9通过改变马达排量提高它的转速，其在线51中示出。如在图2中所示的，第二马达10通过改变活塞排量提高它的转速，从而提高汽车的行驶速度，如在线52中所示。线51和52的不同斜率由第一变速器部件12和第二变速器部件14的不同变速率产生。在点53处第一马达9达到它的最大转速，其相应于图2中的点44。在点53上面液压马达9在零活塞排量和关闭的高压的情况下被驱动。但是第一液压马达9和第二液压马达10的转速继续增加直到输出轴17的最大输出转速，其中点54和55表示在最大输出速度时的转速。

---

附图标记

- |    |          |
|----|----------|
| 1  | 泵        |
| 2  | 高压总管     |
| 3  | 低压总管     |
| 4  | 供油泵      |
| 5  | 过滤器      |
| 6  | 压力油箱     |
| 7  | 供油压力管路   |
| 8  | 第一止回阀    |
| 9  | 第一液压马达   |
| 10 | 第二液压马达   |
| 11 | 第一齿轮     |
| 12 | 第一减速器部件  |
| 13 | 第一齿轮     |
| 14 | 第二减速器部件  |
| 15 | 第二齿轮     |
| 16 | 第二齿轮     |
| 17 | 输出轴      |
| 18 | 压力油进油管路  |
| 19 | 压力油回油管路  |
| 20 | 管路       |
| 21 | 吹洗阀      |
| 22 | 阀        |
| 23 | 活塞排量调整装置 |
| 24 | 管路       |
| 25 | 管路       |
| 26 | 管路       |
| 27 | 吹洗阀      |
| 28 | 阀        |
| 29 | 活塞排量调整装置 |

- 
- 30 阀
  - 31 阀
  - 32 横坐标
  - 33 纵坐标
  - 34 坐标原点
  - 35 线
  - 36 线
  - 37 线
  - 38 点
  - 39 线
  - 40 点
  - 41 线
  - 42 点
  - 43 线
  - 44 点
  - 45 点
  - 46 线
  - 47 点
  - 48 横坐标
  - 49 纵坐标
  - 50 线
  - 51 线
  - 52 线
  - 53 点
  - 54 点
  - 55 点
  - 56 冷却器
  - 57 管路

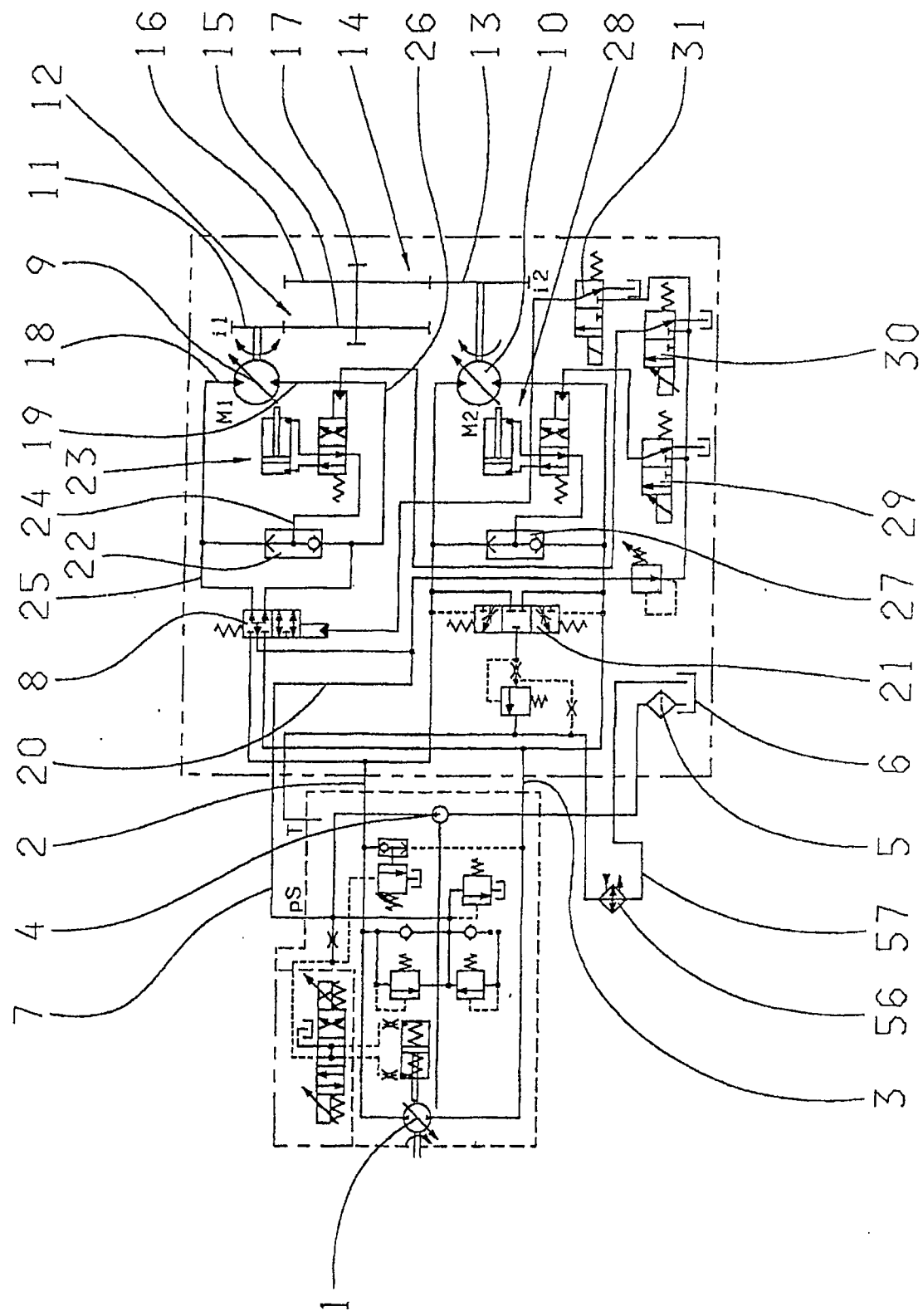


图1

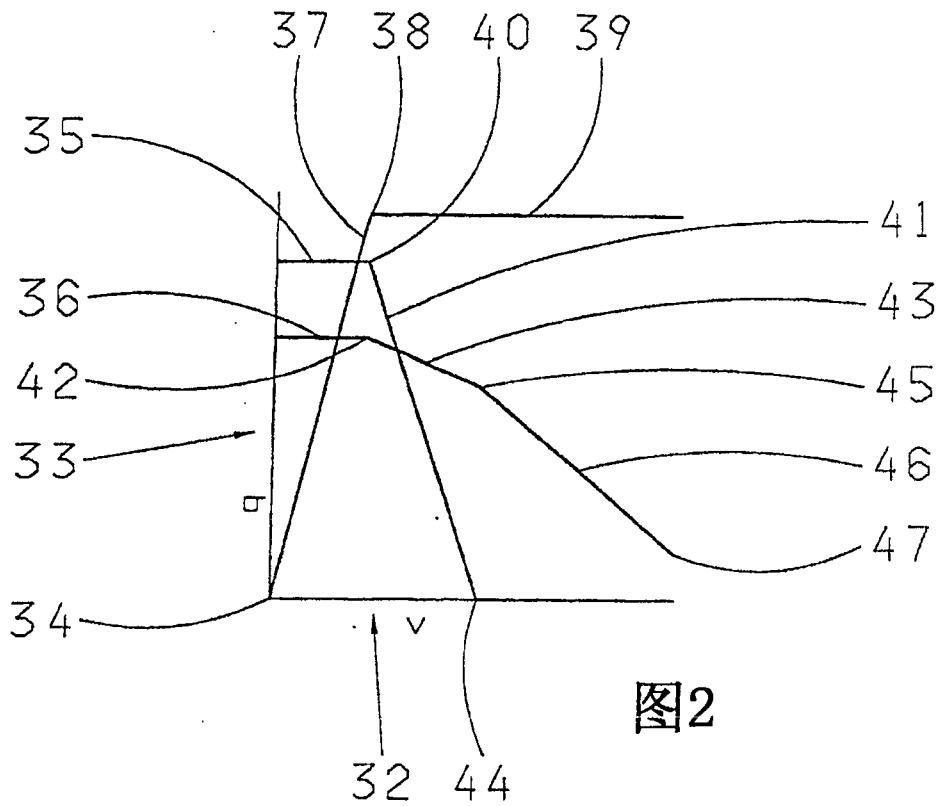


图2

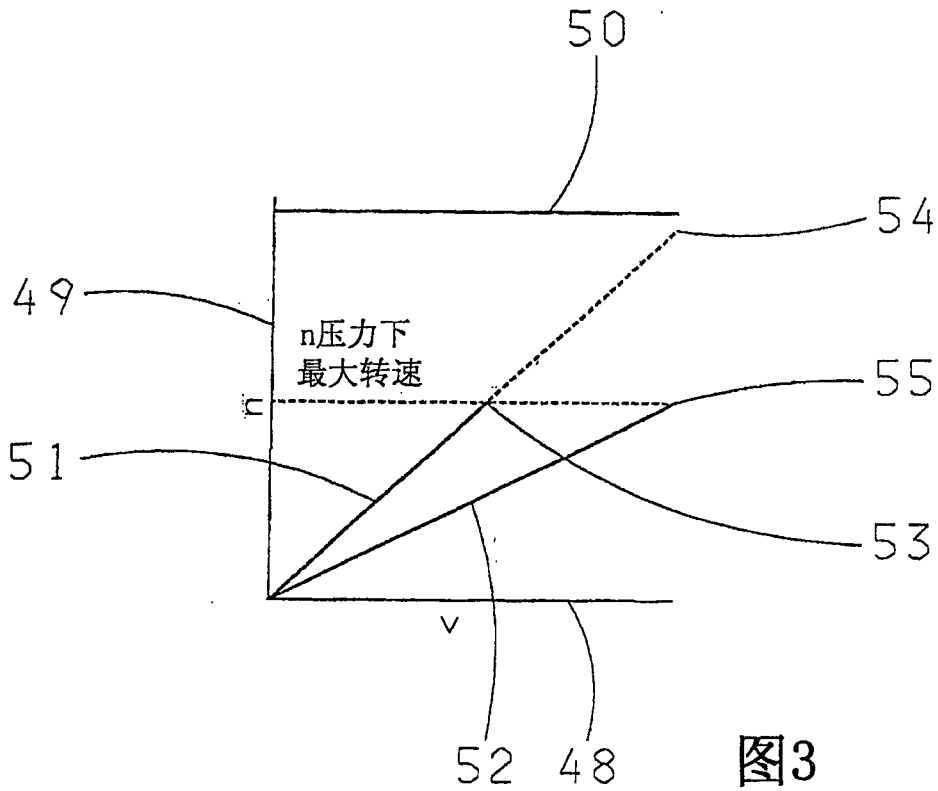


图3