

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16D 55/226 (2006.01)

F16D 55/2255 (2006.01)

F16D 65/56 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 01802458.0

[45] 授权公告日 2006 年 10 月 25 日

[11] 授权公告号 CN 1281878C

[22] 申请日 2001.8.14 [21] 申请号 01802458.0

[30] 优先权

[32] 2000. 8.17 [33] DE [31] 10040175.9

[32] 2001. 4.26 [33] DE [31] 10120328.4

[86] 国际申请 PCT/EP2001/009371 2001.8.14

[87] 国际公布 WO2002/014710 德 2002.2.21

[85] 进入国家阶段日期 2002.4.17

[71] 专利权人 克诺尔商用车制动系统有限公司

地址 德国慕尼黑

[72] 发明人 约翰·鲍姆加特纳 迪特尔·比克尔

沃尔夫冈·帕勒

审查员 朱振宇

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

代理人 孙 征

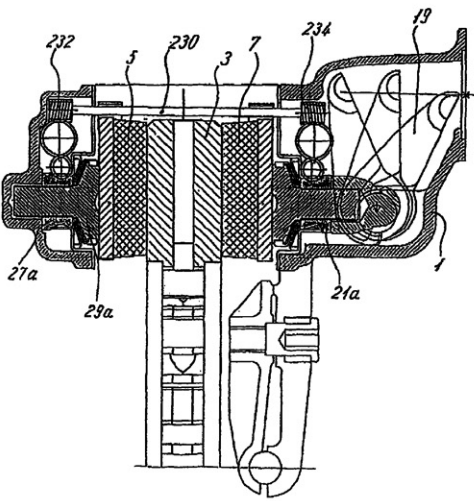
权利要求书 7 页 说明书 29 页 附图 32 页

[54] 发明名称

盘式制动器

[57] 摘要

本发明涉及一种尤其用于载重汽车的盘式制动器，包括罩在制动盘(3)上的制动器鞍形座(1)；装在制动器鞍形座内的压紧装置(13)，用于在制动盘(3)两侧朝制动盘方向压紧制动衬带(5、7)；以及至少一个装在制动器鞍形座内的调整系统，用于通过调整制动衬带(7)与制动盘(3)之间的距离补偿制动衬带和/或制动盘的磨损，其中，调整系统有一个调整-旋转装置，这种盘式制动器的特征在于，在制动盘(3)的每一侧分别设这些调整-旋转装置中至少一个，用于调整两个制动衬套(5、7)与制动盘(3)之间的轴向距离。



1.一种电动或气动盘式制动器,包括:

a)一个罩在制动盘(3)上的制动器鞍形座(1);

b)一个装在制动器鞍形座内的压紧装置(13),用于在制动盘(3)的一侧朝制动盘方向压紧制动衬带(7);以及

c)一个装在制动器鞍形座(1)内的调整系统,用于通过调整制动衬带(7)与制动盘(3)之间的距离补偿制动衬带和/或制动盘的磨损,其中

d)所述调整系统具有至少一个调整装置,

其特征为: e)所述调整系统在制动盘(3)的每一侧具有至少一个或多个调整装置,所述至少一个或多个调整装置具有一个电动机作为驱动装置,以便可以在制动盘两侧对在两个制动衬带(5、7)与制动盘(3)之间的轴向距离进行调整。

2.按照权利要求1所述的盘式制动器,其特征为: 所述盘式制动器用于载重汽车。

3.按照权利要求1或2所述的盘式制动器,其特征为: 所述调整装置是调整-旋转装置。

4.按照权利要求1所述的盘式制动器,其特征为: 在制动器背对压紧侧的那一面反作用力的产生通过

- 移动制动器鞍形座(1)和/或

- 旋转制动器鞍形座(1)和/或

- 移动制动盘(3)

进行,其中,通过移动和/或旋转运动只能跨接一半工作行程的距离;和/或,在制动器背对压紧侧的那一面反作用力的产生通过制动器鞍形座和/或制动盘和/或制动器鞍形座(1)与轴凸缘(11)之间的构件(292)的弹性变形进行。

5.按照权利要求4所述的盘式制动器,其特征为: 通过制动器鞍形座的移动和/或旋转运动可跨接的距离 $<4\text{mm}$ 。

6.按照权利要求4所述的盘式制动器,其特征为: 制动盘设计为

移动盘，它按这样的方式可移动地在制动盘轮毂上导引，以致通过移动，最大可实现一个限于一半工作行程的移动距离。

7.按照权利要求 4 所述的盘式制动器，其特征为：制动器鞍形座

(1) 设计为移动的鞍形座，它

- 有一个移动的鞍形座的支承，
- 移动的鞍形座的支承可直接固定在轴凸缘 (11) 上，
- 移动的鞍形座的支承其尺寸确定为，可跨接限于工作行程的移动距离。

8.按照权利要求 4 所述的盘式制动器，其特征为：制动器鞍形座

(1) 设计为旋转的鞍形座，它

- 有一个旋转的鞍形座的支承，
- 旋转的鞍形座的支承可直接固定在轴凸缘 (11) 上，以及
- 借助它可跨接一个旋转角，此旋转角使制动器鞍形座相对于制动盘偏移一半工作行程的量。

9.按照权利要求 3 所述的盘式制动器，其特征为：调整-旋转装置分别有至少一个调整套筒 (21) 和一个可旋入其中的压块 (23)。

10.按照权利要求 1 所述的盘式制动器，其特征为：调整系统还在制动盘的一侧或两侧有一个调整系统驱动器，它设计为电动机或设计为用于压紧装置的机械连接装置。

11.按照权利要求 10 所述的盘式制动器，其特征为：在制动盘两侧的调整系统-旋转驱动器通过同步装置互相连接。

12.按照权利要求 11 所述的盘式制动器，其特征为：同步装置设计为连接机构或设计为电子耦合系统。

13.按照权利要求 1 所述的盘式制动器，其特征为：在制动盘一侧或两侧的调整系统设计为可预装配的调整组件 (50、100)。

14.按照权利要求 13 所述的盘式制动器，其特征为：可预装配的调整组件 (50、100) 至少有：

- 一台作为驱动器的电动机 (106)，
- 一个连接在电动机下游的减速器 (108)，

- 它们共同设在一块安装板上或在两块彼此隔开间距的安装板之间，其中

- 旋转驱动器装在所述至少一块安装板（102、104）上。

15. 按照权利要求 14 所述的盘式制动器，其特征为：所述电动机和减速器共同安装在所述安装板上或在所述两块彼此隔开间距的安装板之间。

16. 一种电动或气动盘式制动器，包括：

a) 一个罩在制动盘（3）上的制动器鞍形座（1）；

b) 一个装在制动器鞍形座内的压紧装置（13），用于在制动盘（3）的一侧朝制动盘方向压紧制动衬带（7）；以及

c) 一个装在制动器鞍形座（1）内的调整系统，用于通过调整制动衬带（7）与制动盘（3）之间的距离补偿制动衬带和/或制动盘的磨损，其中

d) 所述调整系统具有至少一个调整装置，

其特征为：

- 设在制动器鞍形座（1）内的压紧系统有一根可由杆操纵的旋转杆（19），

- 它在其一个端部有一个用于容纳杆端部的槽（150），以及在其背对此槽（150）的端部区在其两个外侧有槽（160、162），在这些槽中可置入碗状的支承壳（170、172）和/或球状的支承构件（56、178）用于支承旋转杆（19），

- 借助它们，旋转杆（19）支承在制动器鞍形座（1）上和至少一个用于沿制动盘（3）方向移动制动衬带（7）的压块（23）上。

17. 按照权利要求 16 所述的盘式制动器，其特征为：旋转杆（19）直接或通过其他中间连接构件支承在制动器鞍形座（1）上 - 杠杆支承，以及直接或通过其他中间连接构件支承在所述至少一个压块（23）上 - 偏心支承。

18. 按照权利要求 16 或 17 所述的盘式制动器，其特征为：支承壳（170、172）设计为滑动支承壳。

19.按照权利要求 16 或 17 所述的盘式制动器,其特征为:旋转杆(19)从上部槽(150)的所在区出发扩展成一横杆状部分(158)。

20.按照权利要求 19 所述的盘式制动器,其特征为:两个支承对-杠杆支承和用于压块的偏心支承-设计在旋转杆(19)相对于杠杆臂(A-A)成直角布置的横杆状部分(158)内。

21.按照权利要求 19 所述的盘式制动器,其特征为:在旋转杆(19)的横杆状部分(158)内,在旋转杆(19)的与用于容纳活塞杆的槽(150)相对置的那一侧设两个外部槽(160a、b)-偏心碗,以及在横杆状部分(150)的相对侧设两个相对于槽(160a、b)位置更靠里的槽(162a、b)-杠杆碗。

22.按照权利要求 19 所述的盘式制动器,其特征为:在旋转杆(19)横杆状部分(158)上的球状支承构件(56a、56b 和 178a、178b)设在有相反的压力方向的相对侧上。

23.按照权利要求 22 所述的盘式制动器,其特征为:球状支承构件(56a、56b 和 178a、178b)以其球体中心不仅沿平行于制动盘(3)的横杆状部分(158)的纵向继而垂直于杠杆臂(A-A)方向布置,而且还横向于此纵向彼此隔开距离地布置。

24.按照权利要求 22 所述的盘式制动器,其特征为:杠杆支承和偏心支承的彼此相对置的球状支承构件或支承球体(56a、56b 和 178a、178b)按这样的方式设在旋转杆(19)的横杆状部分(158)内,即,使球体中心几乎或完全处于与杠杆臂上的操纵支点的连接平面上。

25.按照权利要求 24 所述的盘式制动器,其特征为:为了达到传动比规定的改变,根据杠杆位置将偏心支承的位置从杠杆操纵支点的连接平面向杠杆支承中心偏移一个规定的量。

26.按照权利要求 18 所述的盘式制动器,其特征为:滑动支承壳(170、172)设在旋转杆(19)内或鞍形座(1)总是背对的部分内或中间段(180)内或球状支承构件或支承球体(56、178)的两侧。

27.按照权利要求 26 所述的盘式制动器,其特征为:球状支承构件或支承球体(56、178)装入总是背对滑动支承壳(170、172)的构

件中具有这样一个碗直径的碗内，即，此碗直径比球体直径大一个预定的量，所以在操纵旋转杆（19）时，球状的支承构件（56、178）除了在支承壳（170、172）中滑动运动外，还在相对置的安装碗内实施有限的滚动运动。

28.按照权利要求 27 所述的盘式制动器，其特征为：杠杆碗（162）设计成花托状。

29.按照权利要求 28 所述的盘式制动器，其特征为：杠杆碗（162）沿旋转方向的碗直径比横向于此旋转方向的碗直径大。

30.按照权利要求 19 所述的盘式制动器，其特征为：在制动盘（3）的一侧或两侧分别只有一个压块或只有一个调整-旋转驱动器的制动器设计中，旋转杆（19）在横杆状部分（158）的端部设两个杠杆支承和在中央只设一个偏心支承。

31.按照权利要求 27 所述的盘式制动器，其特征为：球状的支承构件（56、178）和/或它们的支承碗（158、160），有一种与球状构件相比扁平 and 椭圆的造型。

32.按照权利要求 16 或 17 所述的盘式制动器，其特征为：球状的支承构件（56、178）及其安装座（235、236）有彼此对应的防旋转的装置。

33.按照权利要求 32 所述的盘式制动器，其特征为：防旋转的装置设计为对焊或摩擦焊支座（240）。

34.按照权利要求 32 所述的盘式制动器，其特征为：防旋转的装置设计为夹紧销或夹紧衬套（241）。

35.按照权利要求 32 所述的盘式制动器，其特征为：球状的支承构件（56、178）及其安装座，作为防旋转的装置，在其彼此面对的侧面有互相对应的防旋转的几何造型。

36.按照权利要求 35 所述的盘式制动器，其特征为：球状的支承构件及其安装座（235、236），作为防旋转的装置，在其彼此面对的侧面有互相对应的削平和/或槽与凸块（242、243）。

37.按照权利要求 36 所述的盘式制动器，其特征为：槽和凸块（242、

243) 分别设计为凹的和凸的, 或分别设计为凸的和凹的, 或分别设计为球壳状的。

38.按照权利要求 27 所述的盘式制动器, 其特征为: 在支承碗(158、160) 上设刮具(239) 。

39.按照权利要求 16 或 17 所述的盘式制动器, 其特征为: 在球状的支承构件(56、178) 与其安装座(235、236) 之间设计一间隙。

40.按照权利要求 16 或 17 所述的盘式制动器, 其特征为: 在球状的支承构件(56、178) 与支承壳(170、172) 之间设计位置固定的互相对应的凸块(244) 和槽。

41.按照权利要求 40 所述的盘式制动器, 其特征为: 在支承壳内设计冲压点(245), 它们在其背对支承球体一侧插入处于相应构件内的对应的槽(246) 中。

42.按照权利要求 16 或 17 所述的盘式制动器, 其特征为: 在支承壳内设计一些孔(248), 它们通入对应构件内的集油沟(249) 中。

43.按照权利要求 16 所述的盘式制动器, 其特征为: 制动器鞍形座(1) 设下部凸肩(250、260), 它借助螺钉(252) 与轴凸缘(11) 或制动器底板连接。

44.按照权利要求 43 所述的盘式制动器, 其特征为: 凸肩(260) 设计为臂状。

45.按照权利要求 43 所述的盘式制动器, 其特征为: 凸肩(250、260) 设有用于安装至少一个支承衬套的孔。

46.按照权利要求 45 所述的盘式制动器, 其特征为: 支承衬套设计为橡胶支承衬套。

47.按照权利要求 45 所述的盘式制动器, 其特征为: 支承衬套被一个与制动器底板或轴凸缘连接的螺栓穿过。

48.按照权利要求 45 所述的盘式制动器, 其特征为: 制动器鞍形座可在支承衬套内移动或旋转一半或整个工作行程的量。

49.按照权利要求 16 所述的盘式制动器, 其特征为: 所述杆是活塞杆。

50.按照权利要求 41 所述的盘式制动器，其特征为：所述相应构件是旋转杆（19）。

51.按照权利要求 42 所述的盘式制动器，其特征为：所述相应构件是旋转杆（19）。

盘式制动器

技术领域

本发明涉及一种盘式制动器。

本发明尤其从事于主要用于载重汽车气动和/或机电操纵的盘式制动器的新型结构设计。

背景技术

盘式制动器按所选择的力引入的原理可分成两种基本结构类型：

1.在制动盘的两侧产生力和调整磨损：例如有轴向固定的制动盘和在制动盘两侧产生力的液压式固定的鞍形座盘式制动器；以及

2.在制动盘的一侧产生力和调整磨损并按反作用力原理将操纵力传到背对的一侧：例如移动的鞍形座盘式制动器、旋转的鞍形座盘式制动器、有可移动的制动盘的固定的鞍形座盘式制动器。

对于轮辋直径为 15 英寸和 15 英寸以上的重型载重汽车用压缩空气操纵的盘式制动器，通常利用反作用力原理，因为在汽车车轮处狭窄的安装条件，压缩空气操纵缸只能安置在汽车车轮朝汽车内侧敞口的那一侧上。例如 DE3610569A1、DE3716202A1、EP0531321A1（在这里尤其可见到按旋转驱动方式的调整装置结构）和 EP0688404A1 公开了此类结构设计。

移动鞍形座或旋转鞍形座的盘式制动器需要一个固定在轴上的构件（通常称制动器底板），它固定或导引制动蹄/制动衬带，并在制动操作时承受其周向力以及支承可相对于汽车轴同轴移动地安装的制动器鞍形座。

制动器鞍形座朝此固定在轴上的构件进行的相对运动可再分成工作行程和磨损行程。本发明以出人意料的方式利用这一效果。

工作行程在每次操作制动器时实施，以便克服制动器的空隙和补偿在加力时形成的制动衬带及制动器鞍形座的弹性。取决于操纵力的强度和空隙的大小，工作行程通常小于 4mm。

然而，磨损行程是磨损调整距离，经许多次制动器操作后它由鞍形座实施，以便补偿在制动器反作用侧上的磨损。这种磨损行程由位于外部的制动衬带的磨损及位于外部的制动盘摩擦面的磨损组成，它通常达 25mm。

在具有固定鞍形座和可移动的制动盘的制动器结构方式中则相反，工作行程和磨损行程通过移动制动盘造成。

有移动或旋转鞍形座的结构方式的缺点在于，固定在轴上的制动器底板必须承受制动蹄以及制动器鞍形座固定和导引装置的周向力。由于此构件带来附加的成本和附加的重量。此外，所需的移动导引系统或旋转系统易出故障。

在具有可移动的制动盘的结构方式中则存在这样的问题，即制动盘应在整个寿命期保持能在轮毂的导引区上轻易移动。基于狭窄的安装条件和恶劣的环境负担，几乎不可能实现极为有效的密封。

发明目的

以此为背景形成的本发明的思想是，将上述种种制动器鞍形座方案的优点综合在一起，并因此尤其要达到下列目的：简化盘式制动器的结构和与移动的鞍形座制动器相比降低其总重量。

按本发明，提出一种电动或气动盘式制动器，包括：一个罩在制动盘上的制动器鞍形座；一个装在制动器鞍形座内的压紧装置，用于在制动盘的一侧朝制动盘方向压紧制动衬带；以及一个装在制动器鞍形座内的调整系统，用于通过调整制动衬带与制动盘之间的距离补偿制动衬带和/或制动盘的磨损，其中所述调整系统具有至少一个调整装置。按本发明的特征，所述调整系统在制动盘的每一侧具有至少一个或多个调整装置，所述至少一个或多个调整装置具有一个电动机作为驱动装置，以便可以在制动盘两侧对在两个制动衬带与制动盘之间的轴向间距进行调整。

按本发明，还提出一种电动或气动盘式制动器，包括：一个罩在制动盘上的制动器鞍形座；一个装在制动器鞍形座内的压紧装置，用于在制动盘的一侧朝制动盘方向压紧制动衬带；以及一个装在制动器鞍形座内的调整系统，用于通过调整制动衬带与制动盘之间的距离补偿制动衬带和/或制动盘的磨损，其中所述调整系统具有至少一个调整装置，其特征为：设在制动器鞍形座内的压紧系统有一根可由杆操纵的旋转杆，它在其一个端部有一个用于容纳杆端部的槽，以及在其背

对此槽的端部区在其两个外侧有槽，在这些槽中可置入碗状的支承壳和/或球状的支承构件用于支承旋转杆，借助它们，旋转杆支承在制动器鞍形座上 and 至少一个用于沿制动盘方向移动制动衬带的压块上。

此外，在制动器背对压紧侧的那一面反作用力的产生通过

- 移动制动器鞍形座和/或
- 旋转制动器鞍形座和/或
- 移动制动盘

进行，在这里，通过移动和/或旋转运动基本上只能跨接一半或整个工作行程的距离。

本发明综合了固定的鞍形座原理的优点（例如紧凑的结构方式和通过操纵系统实施磨损行程）和反作用力原理的优点。

作为替代或补充，还可以设想，在制动器背对压紧侧的那一面反作用力的产生通过制动器鞍形座和/或制动盘和/或另一个构件中的弹性变形进行，在这里，通过变形基本上只能跨接一半或整个工作行程的距离。在这种情况下可按有利的方式更进一步或甚至完全取消制动盘或制动器鞍形座的支承装置。例如由 DE19810685A1 已知弹性的制动盘。

通过在盘式制动器两侧另一个或多个调整装置，有可能将制动器设计为，只须还保证一种可运动性，优选地鞍形座和/或制动盘的可移动性和/或可旋转性，并按这样的方式确定其尺寸，即应能跨接制动时的工作行程，以便压紧制动器。以此方式可将滑动和/或转动支承及导引装置的尺寸设计得比较小和经济。除此之外还保证，沿全部移动或旋转距离保持灵活性，因为这一距离可以说要在每一次制动时跨接。

优选地，制动盘设计为移动盘，它按这样的方式可移动在制动盘轮毂上导引，即，通过移动最多可实现限于工作行程的移动距离。

作为替换或补充，制动器鞍形座设计为移动的鞍形座，它有一个移动鞍形座支承，移动鞍形座支承可直接固定在轴凸缘上以及其尺寸确定为使之可跨限于工作行程的移动距离。

作为替换或补充，制动器鞍形座设计为旋转的鞍形座，它有一个旋转鞍形座支承，旋转鞍形座支承优选地可直接固定在轴凸缘上以及借助它可跨接一个旋转角，此旋转角使制动器鞍形座相对于制动盘基本上偏移工作行程的量。

此外，按本发明的盘式制动器尤其允许将产生力的装置，如压缩空气和/或电动机操纵的制动缸或电驱动器，只设在制动器的一侧。

在本发明的范围内还达到其他一些也可看作独立的目的。

在本发明的一种也可看作独立的方案中，解决了在盘式制动器两侧的调整-旋转驱动器的共同调整的问题。在这里，制动盘两侧的调整器-旋转驱动器通过同步装置互相连接。优选地，同步装置设计为连接机构或电子耦合系统。

按本发明另一种也可看作独立的方案改善了调整系统。其中创造了一种可特别经济地生产和节省空间位置的调整组件的这种方案，既适用于传统结构形式的制动器，也适用于按本发明形式的制动器。

制动盘一侧或两侧的调整系统设计为可预装配的调整组件，它至少包括：

- 一台作为驱动器的电动机，
- 一个连接在电动机下游的减速器，
- 它们可共同装在一个安装模制件尤其安装板上或优选地装在两个彼此隔开间距的安装模制件之间，
- 其中，一个/多个旋转驱动器安装在至少一个安装模制件上/内。

最后，按本发明另一种也可看作独立的方案，简化了压紧装置的结构。其中，设在制动器鞍形座中的压紧系统有一根可由杆，优选地活塞杆，操纵的旋转杆，它在其一个端部有一个用于容纳活塞杆端部的槽，以及在其背对此槽的端部区在其两个外侧有槽，在这些槽中可置入基本上碗状的支承壳和/或基本上球状的支承构件或支承球体用于支承旋转杆，借助它们，旋转杆直接或通过其他中间连接构件支承在制动器鞍形座上（杠杆支承），以及直接或通过其他中间连接构件支承在至少一个用于沿制动盘方向移动制动衬带的压块上（偏心支承）。

附图说明

下面参见附图进一步说明本发明的实施例。其中：

图 1a - f 不同类型盘式制动器剖切的原理简图；

图 2a、b 垂直和平行于制动盘通过按本发明的盘式制动器第二种实施例的两个局部剖面；

图 3a、b 垂直和平行于制动盘通过按本发明的盘式制动器第三种实施例的两个局部剖面;

图 4 调整组件透视图;

图 5 图 4 所示调整组件另一个透视图;

图 6a、b 另一个调整组件的透视图, 其中, 在图 6 中取走了其中一块安装板;

图 7 压紧装置分解图;

图 8a-c;a'-c' 图 7 所示压紧装置另一些视图和剖面;

图 9 用于图 7 所示压紧装置的旋转杆一部分的透视图;

图 10 图 9 所示旋转杆的一个俯视图和四个通过它的剖面图;

图 11 由调整组件和旋转杆组成的可预装配的压紧单元;

图 12、13 两部分组成的制动器鞍形座在反作用一侧的部分的透视图和在压紧一侧的鞍形座部分的透视图;

图 14、15 旋转的鞍形座盘式制动器剖视图;

图 16 另一种盘式制动器透视图;

图 17-19 支承球在旋转杆上和在与毗邻的构件上不同结构的剖面图;

图 20a-f 图 1 所示盘式制动器另一些剖切的原理简图;

图 20g、h 另一些盘式制动器;

图 21 图 20f 所示盘式制动器不同的视图和不同的方案;

图 22-26 另一种盘式制动器不同的视图和剖面;

图 27 用于图 22-26 所示制动器的调整组件。

具体实施方式

图 1a 表示一种盘式制动器, 它有一个制动器鞍形座 1, 制动器鞍形座 1 在制动盘 3 的上部圆周区围绕着制动盘。制动盘 3 两侧设可朝制动盘的方向和从制动盘离开地 (亦即垂直于制动盘 3 的平面) 移动的制动衬带 5、7, 它们按普通的方式由制动衬带架 5a、7a 和加在它上面的衬带材料 5b、7b 组成。

制动器鞍形座 1a 在制动盘的一侧（图 1 中右侧），在其基本上垂直于制动盘朝制动盘方向向里延伸的下部，可借助至少一个或多个螺栓 9，或直接固定在汽车轴（这里没有画出）的轴凸缘 11 上，或通过一中间法兰（这里没有画出）固定在轴凸缘 11 上。

制动盘鞍形座 1 不能相对于轴凸缘 11 移动，因此这里涉及的是一种所谓的固定的鞍形座。因为制动器鞍形座 1 不能相对于轴凸缘 11 移动，所以它在制动盘两侧都需要压紧装置 13、15，用于沿制动盘 3 的方向压紧（和脱开）制动衬带 5、7。

制动器鞍形座在其在图 1a 中的右上侧，有一个用于制动缸 274（优选地气动的，此图中未表示）的活塞杆 276（图中同样未表示）或机电驱动器（也可见图 20a）的孔 17。

活塞杆作用在一根优选偏心地支承在制动器鞍形座 1 上的旋转杆 19 上，旋转杆为此设计为（直接通过相应的凸肩或必要时通过另一些这里没有表示的但作为范例由其他图给出的构件）借助调整套筒 21 的至少一个调整-旋转装置，朝制动盘 3 的方向前移其中一个，在这里是右侧的制动衬带 7，在调整套筒 21 内可旋接地装一压块。

复位弹簧（图 1 中未表示）可用于制动衬带的复位。

因为不仅制动盘 3 而且制动器鞍形座 1 均相对于汽车轴固定亦即不可运动地设置，所以在制动盘 3 与第一压紧装置 13 处于相对位置的那一侧设另一个压紧装置 15。

图 1 中在制动盘 3 左侧所设的压紧装置 15 设计为与压紧装置 13 类似，也就是说，它仍有一旋转杆 25，旋转杆优选偏心支承在制动器鞍形座 1 内侧上，以及旋转杆为此设计为（直接通过相应的凸肩或必要时通过另一些在这里没有表示的但作为范例由其他图给出的构件）借助至少一个调整套筒 27（其中可旋接地装一压块 29），朝制动盘 3 的方向送进第二个（在这里是左侧的）制动衬带 5。旋转杆 25 有一与旋转杆 19 的偏心率反向的偏心率。

这两根旋转杆通过连接机构互相直接连接，在这里连接机构设计为铰接在旋转杆 19、25 上端将它们铰接地互相连接起来的销子 31。

因此这两根旋转杆 19、25 彼此同步运动。

所以与按图 1c 的先有技术的差别在于，按图 1a 在制动盘 3 的两侧分别设有单独的压紧装置 13、15，它们可通过一个连接机构共同操纵。

类似地也适用于图 1a 的盘式制动器调整系统。此制动器的调整系统有设在盘式制动器两侧的调整装置。它们包括互相螺纹旋接并因而彼此还可沿轴向相对调整的调整套筒 21、27 和压块 23、29 以及优选地在制动盘 3 两侧单独的调整驱动器（见其他的图）。替换调整-旋转装置，也可以实现可改变位置的活塞或其他可改变位置的装置。作为替换方案（见图 28），可以采用带套筒状延伸段 294 的压块 23' 和 29'，它们与制有外螺纹的螺栓 296 啮合，螺栓支承在旋转杆 19 上或制动器鞍形座上或另一个构件上。压块优选地相对于安装和连接板 102 双重密封（密封件 298、299）。重要之点在于，压块设计为可朝制动盘的方向运动。

图 1b、1d 和 1f 的实施例与图 1 所示实施例的差别在于，制动器鞍形座总是只在制动盘 3 的一侧有一个压紧装置 13，在这种情况下在制动器背对操纵装置那一侧反作用力的产生，通过移动或旋转制动器鞍形座 1 和/或通过移动制动盘 3 进行。然而在反作用侧的磨损调整并不如按先有技术（图 1c 和图 1e）那样通过移动或旋转制动器鞍形座或移动制动盘实现，而是如图 1a 那样通过一个在反作用侧组合在制动器鞍形座内的调整装置实现。按图 20g 和 h，反作用力的产生可通过制动器鞍形座、制动盘或一个单独的构件 292 的弹性变形实现。

如此设计的盘式制动器，除由于取消了制动器底板和移动的制动器鞍形座的移动导引系统重量和成本显著降低以及由于取消这些构件提高了坚固性之外，还提供了附加的优点，即通过强制性地磨损调整，可以更好地影响内部和外部制动衬带的不均匀磨损。

这些方案的另一个重要的优点在于，由制动器鞍形座 1 和/或制动盘 3 实施的移动或旋转距离，限于施加反作用力所需的工作行程，它只占磨损行程的一小部分；例如用于 22 英寸车轮由压缩空气操纵的盘

式制动器，其必要的工作行程约为 4mm，而磨损行程有约 25mm 大。

按图 1b 的实施例，如图 1a 的实施例那样，也有设在盘式制动器两侧的调整装置。它们仍包括互相旋接并因而也可彼此相对地沿轴向调整的调整套筒 21、27 和压块 23、29，以及优选地也包括在制动盘 3 两侧单独的调整系统驱动器（见其他图）。

但与图 1 不同，图 1b 所示的盘式制动器只在制动盘 3 的一侧（在这里是在其右侧）有一个压紧装置，其结果是与图 1 的方案相比此方案显著降低了成本，因为可以省去在制动盘相对侧的构件（尤其是旋转杆 25）。取代这种方案，可以将调整套筒 27 沿轴向位置固定但可旋转地设在制动器鞍形座内侧（制动器鞍形座背面），以及为了在制动盘 3 这一侧调整衬带磨损，压块 29 与相对于轴向固定的调整套筒 27 旋接，所以压块 29 的轴向位置可相对于制动盘 3 改变。

按图 1b 所示实施例的制动器鞍形座 1，仍如图 1a 实施例的制动器鞍形座 1 那样，设计为固定的鞍形座。

按图 1b 所示实施形式的另一个特点在于制动盘 3 相对于轮轴的可移动性。为此，制动盘优选地在其轮毂区制齿（这里没有表示），它设计为能实现限于工作行程的移动距离为例如 $< 2\text{mm}$ 。

虽然可移动的制动盘是已知的，但与已知的移动盘原理（它要求磨损距离为例如 25mm 作为移动距离）的重大区别在于，按图 1b 的制动器的制动盘 3 始终处于其 $< 2\text{mm}$ 的工作行程范围内，所以防止了在制动盘轮毂与真正的制动盘 3 之间的工作行程 - 移动距离由于制动操作时的连续运动、振动等形成摩擦腐蚀和污染。因此，此制动盘 3 可在其工作行程范围内持续保持能轻易地移动。

此外，小的移动范围可以比较简单地采取防止形成腐蚀和污染的措施。

常见的移动制动盘则相反，随着磨损增大，在例如 25mm 的移动范围内逐渐改变其工作位置。因此，这一不能永久利用的移动范围随着时间的推移由于腐蚀和污染变得难以通行，从而可能产生制动器严重的功能损害。这种比较大的移动范围可采取只有付出巨大的费用才能

实现的保护措施。但在按图 1b 的方案中不出现此问题。

图 1c 表示移动的鞍形座的先有技术，其中制动器鞍形座 1 设计为有鞍形座支承的移动鞍形座，鞍形座支承在工作行程的距离范围内相对于制动盘或轮轴 9 或通常在移动的鞍形座盘式制动器中所设的制动器底板（这里没有表示）移动，所以，在制动盘 34 另一侧与压紧装置 3 处于相对位置的那个制动衬带 5 的压紧，通过反作用力引起的制动器鞍形座的移动实现，在这里只在制动盘的一侧，亦即在压紧装置 13 的那一侧，设调整装置。

在这方面图 1d 的实施例走的是另一条途径。在制动器鞍形座 1 内部制动机构的结构与图 1b 的实施例相当。但是在这里与图 1b 相反，不是制动盘而是制动器鞍形座“可微量移动”，也就是说基本上仅移动一半工作行程（ $< 2\text{mm}$ ）的量，而不是磨损调整距离的量。换句话说，鞍形座支承 33 的移动距离只是与最大工作行程一样大小，并典型地小于 5mm ，例如 2 至 4mm 。

为了实现这一点，图 1d 的盘式制动器仍如图 1b 的盘式制动器那样在制动盘 3 的两侧有单独的调整装置（在这里表示了构件 21、23 和 27、29）。

虽然，也可以实现按图 1b 和 1d 的实施形式的组合，亦即实现一种具有鞍形座支承和可移动的制动盘的盘式制动器，它们分别可移动约一半工作行程。这种实施形式也可以在制动盘 3 的两侧设单独的调整装置。

图 1e 表示一种所谓旋转的鞍形座盘式制动器，其中，制动器鞍形座可旋转预定角度值地支承在制动器底板上或支承在一个轴的部分上（旋转支承 35 和斜撑连接 37 用于真正的旋转式制动器鞍形座 1）。

按图 1e。此旋转角 α 的大小选择为，在制动器鞍形座旋转时可跨越整个磨损调整距离。

在此方案中，在制动器鞍形座内部的压紧机构的基本结构仍与图 1c 的压紧机构一致。

图 1f 表示一种具有一个可旋转的制动器鞍形座 1 的盘式制动器，

制动器鞍形座仍有一旋转支承 39。但通过斜撑连接 37 支承在旋转支承上的“旋转的鞍形座”只能旋转这样大小的一个角度值 α ，即，可使制动衬带相对于制动盘 3 旋转一半工作行程的距离。这种盘式制动器仍只在制动盘 3 的一侧有一个压紧装置，但在制动盘的两侧有至少一个调整装置。

显然，也可以实现按图 1b 和 1f 的实施例的组合，也就是实现一种具有可旋转鞍形座和可移动制动盘的盘式制动器。这种实施形式也在制动盘 3 的两侧设单独的调整装置。在后一种情况下在工作行程内的必要的移动距离，可分配到制动器鞍形座 1 和制动盘 3 上。

应当指出，本发明适用于完全不同类型的盘式制动器，尤其载重汽车的盘式制动器。例如本发明有关在制动盘两侧设调整装置的思想，既可在可电动机压紧的制动器中实现，也可在气动操纵的制动器中实现。此外，调整装置为了驱动可与制动盘一侧或两侧的压紧装置连接，和/或与压紧装置无关地设一个或多个单独的电磁驱动器。在这里还可设想混合形式，例如在反作用侧有借助电动机的调整装置，以及在压紧装置那一侧有与旋转杆机械连接的调整装置。

此外，在制动盘 3 两侧的调整-旋转装置可借助计算机和/或微处理器控制器彼此独立调整，或为了达到共同调整，将制动盘 3 两侧的调整装置进行机械连接。

各可移动或可旋转的构件，即制动器鞍形座或制动盘的强制复位，可通过弹性复位构件（例如一个或多个复位弹簧）实现，或可借助反作用侧的调整组件主动复位。

此外，本发明既适用于在制动盘的每一侧只有唯一的一个调整驱动器的制动器，也适用于在调整装置的每一侧有两个或甚至更多个调整驱动器的实施形式。

图 20g 和 h 表示另一种方案。据此，制动器鞍形座 1 可弹性变形一半或整个工作行程的量。按图 20g，它有一弹性的下部区 290 用于固定在轴凸缘 11 上，而按图 20h，它通过用螺钉固定在轴凸缘与制动器鞍形座 1 之间单独的弹性构件 292（例如叠板弹簧）与轴凸缘 11 连

接。不再需要鞍形座支承。这种方案必要时还可以与可弹性变形的制动盘（这里未表示）或与可移动的制动盘组合，因此在这种情况下制动器鞍形座和制动盘要通过弹性跨接的距离可设计得特别小。

图 2、3 和 4 表示调整装置或包括调整装置和调整系统驱动器的整个调整机构的有利的设计。

按图 2，在制动盘 3 的每一侧设一调整组件 50，它有一带从动齿轮 52 和空程和/或过载离合器的从动轴。

为了使所有调整装置的调整运动同步化，同步链 54 与从动齿轮啮合，在本例中在制动盘 3 的每一侧各设两个调整-旋转装置。因此，图 2 的盘式制动器总共有四个调整-旋转装置（调整套筒 21a、b；27a、b；压块 23a、b；29a、b）。

同步链 54 处于制动器鞍形座 1 上部的内部区内一个垂直于制动盘 3 的平面中，并在制动器鞍形座 1 上的四个销钉 56 处转向四次，每次转向约 90° ，以此方式在制动器鞍形座 1 内基本上按一个矩形的轮廓导引，在这种情况下，同步链在制动盘 3 的上部圆周区围绕着制动盘 3。

从动齿轮 52 在压紧装置 13 的一侧推动链 54，亦即在制动力通过在支承在（在此区域设计成封闭的）制动器鞍形座 1 上的旋转杆 19 的制动器鞍形座背面的上（部分）球壳状支承（后面详细说明）和两个支承球体 56a、b 引入盘式制动器内的那一侧，旋转杆在后面还要借助其他图进一步说明。

此外，同步链 54 还与四个齿轮 58a、b、60a、b 啮合，这些齿轮分别装在轴 59a、b 上，它们有向下方的圆柱蜗杆 62a、b（见图 2b）。圆柱蜗杆则与制有内螺纹并旋接在制有外螺纹的压块 23a、b 上的调整套筒 21a、b 上的外齿啮合。

因此，通过形式上为同步链 54 的“绕”制动盘 3 导引的同步装置，可以只用一个“调整系统驱动器”不仅可驱动在制动盘两侧的全部四个调整-旋转装置，而且可使之同步化。

图 3 表示了本发明的另一种实施形式。在此实施形式中，在制动

盘 3 每一侧的两个调整套筒 21a、b 或 27a、b 的旋转，通过缠绕着装在调整套筒上的齿轮 64a、b 或 66a、b 的同步链 68、70 同步化。

在制动盘一侧两个旋转驱动器的同步化由 DE4212405A1 是已知的。但在本例中，在制动盘每一侧的同步链 68、70 还分别与一个设在两根旋转轴之间中央的从动齿轮 52 啮合，为从动齿轮 52 各配设一个自动的空程和/或过载离合器。

因此，按图 3 在制动盘 3 每一侧调整 - 旋转驱动器的同步化，是通过设在制动盘各自的一侧上单独的同步链 68、70（或这里没有表示的相应设计的同步皮带）实现的。按柔性轴类型具有正齿轮或十字头传动装置的软轴 72 在制动器鞍形座 1 中“电缆通道”形式的拱形结构内绕制动盘 3 周周边的一侧导引，它将驱动力从在力引入盘式制动器内的一侧（在这里为左侧）的空程和/或过载离合器传到反作用侧。在电缆通道的两端用穿过软轴的密封塞 76 封闭。

图 3 所示实施例的优点是，不是由按同步链 54 形式的单根链条过度地受载，而是在比较低的结构性费用的同时可将负载分配到制动盘 3 每一侧的两条链 68、70 和软轴 72 上。

无论按图 2 还是按图 3 真正的调整驱动均通过一根设在旋转杆 19 上的传动杆实现，它作用在一拨叉 84 上，拨叉装在轴 86 端部，在此轴上还装有齿轮 52，所以当盘式制动器压紧时以及在与之相关联的旋转杆 19 运动时，促使齿轮 52 旋转，与此同时同步链 68、70 和软轴 72 将此旋转传到全部四个调整 - 旋转驱动器上。

由图 3 还可清楚看出，制动器鞍形座 1 设计为大体在制动盘的平面内被分开，在这里，两个制动器鞍形座部分 1a 和 1b 借助螺栓 78 互相连接，螺栓从一侧穿过其中一个制动器鞍形座 1，并旋入另一个制动器鞍形座部分 1b 上分布在外圆周上的孔 80 中，这些孔有内螺纹。压紧装置可组装在制动器鞍形座 1 内，或可作为预装配好的压紧组件安装在制动器鞍形座内（例如按 DE19515063C1 的方式）。在图 3 中还可清楚看出，固定的制动器鞍形座 1 设计得比较轻，也就是说它可以限制为最小结构。优选地，制动器鞍形座设计成一体并优选地不用螺

钉连接，在这种情况下优选地压紧系统和调整装置构件的置入从制动盘的侧面进行。

图 2 和 3 中同步机构的总传动比优选地选择为，能在压紧侧和反作用侧均匀地实施调整运动。但为了补偿出现的系统性磨损差别，也可以在压紧侧与反作用侧调整运动的传递过程中设计增速或减速装置。

按本发明的盘式制动器在其调整和同步机构方面的另一个特点由其他的图 4、5 和 6 给出。这些图分别表示一种“调整组件”，它可按预装配部件的形式生产，并可装入盘式制动器相应的空隙内，尤其装在压紧装置区域内。

可预装配的调整组件 100 在其俯视图看有一种拉长的基本上矩形的形状，但有按需要修圆和成形的边缘。它包括两块彼此隔开距离排列互相平行以及基本上相互重叠的安装板 102、104，在它们之间存在一个空隙，在空隙内优选地安装一台作为调整系统驱动器的电动机 106 和传动装置 108，后者用于将电动机驱动轴的旋转运动变换成适宜用于驱动调整-旋转转置（心轴）的转速。

安装板 102 的尺寸略大于另一块安装板 104，并在外周边区制有孔 110，它们用于将其固定在鞍形座上的螺栓（图中未表示）。安装板 102 还用作鞍形座槽（见图 12 和 13）的封闭板。安装板 104 则主要用于安装电动机 106 和传动装置 108。

在此另一块安装板 104 上，例如在其外侧，优选地可固定同步链 68，它绕齿轮 64a、b 放置以及使调整套筒 21a、b 的旋转并因而使两个调整-旋转装置的旋转同步化。

调整套筒 21a、21b 分别穿过安装板 102、104 的孔/槽/导引装置（在这里不能看到）。

无论按图 4 和 5 还是按图 6，电动机 106 均座落在一种类型的薄安装板 114 上，后者固定在其中一块安装板 104 上并在薄安装板上设有定距块 116 和/或折角，借助它们使两块安装板平行地互相隔开距离地固定。当采用电动机 106 时，必要时也可取消采用机械的空程和过

载离合器和相应的控制和/或调整电子装置。

按图 5, 装在安装板 102、104 之间的齿轮 117a、b 承担将电动机 106 的旋转向齿轮 52 变速传动的任务。

固定在薄安装板 114 上的电动机处于与连接两个调整套筒的轴线的直线成很小的夹角的位置。按图 6, 它的从动齿轮 120 与一个装在平行于电动机 106 定向的轴 124 上的齿轮 122 啮合, 轴 124 支承在薄安装板 114 的两个折角 116 的孔内。在轴 124 端部各装有圆柱蜗杆 126a、b, 它们与齿轮 128a、128b 啮合, 齿轮 128a、128b 装在穿过另一块安装板 104 的轴 130a、130b 上, 在轴端部设齿轮 132a、132b, 它们与在调整套筒 21a、21b 上的齿轮 64a、64b 啮合。圆柱蜗杆设计为(右或左结构型式), 使压块不必有不同的螺纹方向(右/左螺纹)。在调整套筒 21 内可预装配地已经分别通过压块的螺纹段旋入压块 23a、23b。

因此, 在此仅由少量可经济地生产和能方便地装配的零件组成的调整组件 100 中, 可按简单的方式节省空间位置地在制动盘每一侧分别组合一个调整系统驱动器和调整-旋转装置以及它们的同步机构。

在制动盘 3 的每一侧可设一个调整组件 100, 其中调整运动的同步化可以机械地也可以电子/计算机控制和/或调整地进行。只需向盘式制动器引入电源电缆和/或数据传输电缆, 并将它们在盘式制动器内引向调整组件 100。

因此在采用具有电动机 106 的电调整系统驱动器时, 原则上可以只使用一台电动机 106, 以及调整运动从压紧侧向反作用侧的传递可例如按图 2 或 3 的方式机械地实施。

不过有利的是在反作用侧设独立的电调整系统驱动器。

反作用侧与压紧侧的电连接, 由于耦合和密封问题, 可以设计得比机械的传动装置同步化更简单, 并由于可以独立控制两个调整系统, 从而提供了控制/调整制动器运行特性的附加的可能性。

因此可以单独控制在制动盘 3 两侧的两个调整组件 100 的调整-旋转驱动器:

—在制动盘调整好的位置逐个调整在制动盘 3 两侧的空隙。例如在采用一个被夹紧的制动盘的情况下它的安装位置可能因构件公差导致 $\sim /-1\text{mm}$ 的分散;

—在每次制动后可移动的制动盘或移动或旋转的鞍形座可以主动复位到额定的原始位置;

—当产生不相同的制动衬带磨损时, 可以不相同地调整在制动盘两侧的空隙, 以便在后续的制动中补偿这种不均匀的磨损;

—在汽车越野使用时可将制动蹄/制动衬带设计为略有摩擦, 以防止摩擦面腐蚀性污染;

—所需要的空隙可以减到最小程度并因而允许将需要的操纵能量降到最少程度。

显然, 正是由于上述这些优点, 提供了将图 1 的制动器和/或按图 2 和 3 的同步机构和/或按图 4 至 6 的调整组件的思想有利的效果组合成一种基本上新型的盘式制动器。

下面应借助另一些实施对此作更详细的说明。

旋转杆 19 设有一偏心装置或偏心段是已知的(例如 EP0531321), 它直接或通过其他构件作用在横向构件上, 压块旋接在横向构件内。

还已知, 旋转杆设侧向凸肩, 它们作用在压块端部或调整套筒上, 压块旋接在其中(DE3610569A1)。

两种方案的共同点是旋转杆的结构方式, 它带有一个大体半圆形的凸肩, 凸肩在外直径上构成用于滚柱支承的滚道, 其中, 在各自的半圆形凸肩内部, 借助一滑动支承半壳以及一个装在其中的支承辊构成偏心装置。

这种支承结构, 尤其在所说明的第二种结构形式中, 允许偏心支承和外部滚柱支承的反作用力全等地保持在其在旋转杆纵轴线上的位置。

由此达到避免在旋转杆上有弯曲负荷以及旋转杆变形和由此导致的滚柱支承和滑动支承的歪斜运动(Kantenlauf), 否则会明显缩短支承寿命。

虽然在有横向构件的结构方式中，通过横向横件减小了旋转杆的变形，但在这里尤其通过避免歪斜运行延长寿命也是值得追求的。

此外，还值得追求的是在旋转杆偏心凸肩的大直径一侧取代滚柱支承。外支承壳作为半圆柱形凸肩围绕偏心装置设置这种必要性，必然导致外部支承比较大的支承直径。由此得出，有必要在外部支承上使用滚柱支承，因为在使用滑动支承的情况下，较大的摩擦阻力再加上大的摩擦直径，会导致摩擦力和压紧力损失，其结果是导致不希望的明显的制动滞后现象。

因此，旋转杆操纵的盘式制动器的压紧装置应进一步作下列优化，即，在旋转杆变形最小化的同时，达到尽可能采用有小的摩擦直径的滑动支承。

图 7 表示了旋转杆 19 的新型设计和支承。

此旋转杆 19 设计为横杆式构件，它使得不必要使用与旋转杆 19 分离的横向构件。

由图 9 可以特别清楚地看出旋转杆 19，它限于表示整体式旋转杆 19 对称面“S”右边和另一个“对称面”上方的那一部分，但这里只涉及旋转杆的下面部分。

旋转杆 19 有一个用于容纳操纵装置（例如制动缸，可电和/或机械和/或气动操纵）的活塞杆端部的“上部”槽 150（半球窝状）（例如也可见 EP0531321）。从上部槽 150 的区域出发，旋转杆在“三角形”部分 152 的区域内向下方扩展，直至它达到一个足够超过两个调整套筒 21a、b 和压块 23a、23b 间距的宽度。此外，它还沿垂直于制动盘的方向（在安装位置内看）展宽。

在三角形部分 152 的区域内，在旋转杆 19 的两个主外表面上制有使旋转杆 19 的重量降到最低程度的槽 154、156，在这种情况下，旋转杆三角形部分 152 的肋墩状边缘 152a，保证它在该区有高的抗弯曲负载的强度。

在图 7 和 9 的一般视图中“位于上部”的旋转杆三角形部分 152 上，在其背对槽 150 的下部区内，连接一个在俯视图中基本上矩形的

宽度基本上恒定的横杆状部分 158，但它与三角形部分相比有一个基本上台阶状明显增大的结构深度（在安装位置垂直于制动盘平面观察）。

在旋转杆的矩形部分内设计有另外六个槽 160a、b、162a、b 和 164、165，其中两个外部槽 160a、b 设计在旋转杆 19 上与用于容纳活塞杆的槽 150 的相对侧，在这儿向内方向与之紧接的另一些槽 162a、b 设计在槽 150 所在的那一侧，以及中央槽 164、165 设计在旋转杆 19 的两侧。

这四个槽 160 和 162 分别设计为带修圆端的矩形并逐渐缩小，在这种情况下，它们在其端部区有基本上碗状/半球壳状的形状（偏心碗和杠杆碗），而中央槽 164、165 有较狭窄的扁长的造型。

这四个槽 160 和 162 用于安装同样基本上半/部分球壳状、碗状的滑动支承壳 170a、b、172a、b（见图 8）。

在槽 150 内也可以置入此类部分/半球壳状、碗状滑动支承。支承球体 56a、56b 装入在内部的滑动支承壳 172a、b 中。

支承球体可直接支承在制动器鞍形座背面或制动器鞍形座背面的凸肩上或单独的构件 174a、b 上，后者与制动器鞍形座（背面）19 固定连接。

为此，制动器鞍形座或另一些构件设有对应的碗状槽 176a、b，支承球体 56 嵌入槽内。支承球体 56 可以固定在槽 176 中。

在外部槽 160a、b 内或在置入其中的滑动支承壳 170a、b、172a、b 内，嵌入支承球体或中间段 180a、b 成形为球状的端部 178a、b。中间段 180 在其与成形为球状的相对端设计成套筒状，并在衬带尚未磨损时安装压块 23a、b 背对制动盘的端部（见图 8a）。

在中间段 180 上沿轴向在其背对旋转杆 19 的端部，连接带内螺纹的调整套筒 21a、b，它们可装在安装板 102 和/或 104 上。在制动盘 3 前不远处扩展的压块 23 螺栓状端部旋入调整套筒 21 内。因此，通过旋转调整套筒 21，可以改变压块 23 与旋转杆 19 之间的轴向间距，以便调整制动衬带的磨损，在这里完全示意性地表示了通过蜗轮蜗杆传

动装置 108 旋转的可能性，蜗轮蜗杆传动装置作用设在调整套筒 21 上的外齿上或齿轮上。

因此，中间段 180 用于在压紧制动器时将力从旋转杆 19 传给压块 23。

按图 7 和 8，在设计为横杆状的制动器杠杆或旋转杆 19 上，在中央（图 10 中线 A-A）两侧，各设一由一个杠杆支承和一个偏心支承组成的支承对。

这两个支承分别由球体 56、178（优选地一个滚动轴承滚珠 - 滑动体）和与球体 56、178 啮合的碗状滑动支承壳 170、172 以及分别与球体配合工作的构件（鞍形座 1 或中间段 180）内支承球体的碗体槽 176、177 组成，此构件没有安装滑动支承壳。

这两个支承对，在旋转杆 19 的两侧，装在旋转杆 19 与杠杆臂（A-A）成直角位置的设计成横杆状的矩形部分 158 内。因此在杠杆的横杆状部分 158 中，滑动球体 56a、56b 和 178a、178b 布置在旋转杆具有相反的压力方向的相对侧上。

此外，滑动球体 56a、56b 和 178a、178b 以其球体中心不仅沿横杆状旋转杆部分的纵向（亦即垂直于图 10 中的杠杆臂 A-A，平行于制动盘 3）而且垂直于此纵向彼此均隔开距离。

垂直于纵向的间距 x 确定了起传力作用的偏心装置的偏心率。

沿纵向的间距 y 是必要的，以避免两个支承交叠，亦即使它们能共同装在旋转杆内。

在旋转杆 19 的横杆状部分 158 内彼此处于相对位置的支承按这样的方式布置在这部分 158 内，即，使球体中心几乎或完全处于与在杠杆臂上操纵的支点连接平面上（槽 150，见图 10 中的线 L）。

当然，还可设想为了达到传动比规定的改变，偏心轴承的位置根据杠杆位置从杠杆操纵中心的连接平面向杠杆支承中心偏离一个预定的量。

上部支承，亦即位于杠杆操纵侧的支承，促使旋转杆 19 支靠在制动器鞍形座上。下部支承将操纵力传给一个或多个在压紧侧的压块。

滑动支承壳可如图 8 所示,既可装在旋转杆 19 中,也可(图中未表示)装在鞍形座 1 或中间构件 190 总是背对的部分中或装在球体 56、178 的两侧。

特别有利的是将球体 56、178 装在背对滑动支承壳的构件内的一个碗状直径中,此直径比球体直径大一个规定的量,所以在操纵旋转杆 19 时,除了在支承壳内的滑动运动外,还在处于相对位置的安装碗内实施有限的滚动运动,从而减小了在支承壳内为实施杠杆旋转行程所必要的滑动运动,并因而也减少支承摩擦。

在安装碗内滑动球体的安装间隙,还可以避免活塞要不然必要的倾斜运动。在这种情况下仅仅旋转运动地传动活塞叠加一个在旋转铰链内的补偿运动。

为了在横向于旋转方向良好导引的同时获得沿旋转杆 19 旋转方向足够的滚动间隙,杠杆碗(槽 162)可设计成花托状,它沿旋转方向的碗直径大于横向于此旋转方向的碗直径。

通过图 7 至 10 所示的旋转杆 19 的设计,可以用特别简单的方式采用特别简单和经济的球体滑动支承。

旋转杆 19 由于力引入一个支承对的支承内的轴向间距以及由于由此导致的弯距产生的变形,通过此横杆状的设计可以减到最低程度。

基于支承构件的球状,完全排除了轴承歪斜运行的可能性,也就是说,即使出现旋转杆变形,仍可在全部圆周内充分利用球体滑动支承的承载能力和可达到的最长使用寿命。

此外,旋转杆 19 通过球体 56 相对于鞍形座充分固定,所以不再需要另外的可能带来摩擦的旋转杆导引。

对于在制动盘的每一侧或制动盘的一侧只有一个调整-旋转装置或只有一根心轴的制动器这种特殊情况,旋转杆可设计为在横杆状部分 158 的端部有两个杠杆支承和在中央只有一个偏心支承(没有在图中表示)。

图 1 至 10 的旋转杆 19 适用于所有类型的鞍形座结构,因此可以说适用于所有的、尤其包括图 1 所示的鞍形座形式(旋转的鞍形座、

移动的鞍形座、固定的鞍形座)。

还可设想,基本上球状的支承构件 158、160 和所属的碗,有一种与球的几何形状相比扁平 and 椭圆的造型。

图 12 和图 13 作为范例表示鞍形座部分 1a 和 1b 可能的鞍形座几何结构。

图 12 所示反作用侧的鞍形座部分 1a 有一个安装调整组件 100 用的槽 200, 它设有两个凹槽 200a、200b 用于安装压块 29a、29b 的端部。围绕着槽 200 分布有一些孔 204, 安装板 104 可用螺钉固定在这些孔上。

图 13 所示压紧侧鞍形座部分 1b 则有一个朝制动盘 3 的方向穿过鞍形座壁的缺口 206, 其中可置入调整组件 100, 在这里仍有一些孔 204 围绕着缺口 206, 安装板 104 (必要时加上附加的环形密封圈) 可用螺钉固定在这些孔上。

图 14 表示通过其基本原理与图 1f 对应的盘式制动器的一个剖面, 此盘式制动器还利用了其他实施例的重要思想。

图 1f 表示了具有可旋转的制动器鞍形座 1 的盘式制动器, 它有利于轴凸缘 11 的旋转支承 39。通过分成两部分的斜撑连接 37 支承在旋转支承上的“旋转的鞍形座”可旋转一个角度值 α , 此值的大小确定为使制动衬带 5、7 可相对于制动盘 3 旋转工作行程的距离。这种盘式制动器仍只在制动盘 3 的一侧有一个具有图 10 和 11 所示类型的旋转杆 19 的压紧装置, 但在制动盘 3 的两侧有至少一个包括压块 23a、b 和 29a、b 以及调整套筒 21a、b 和 27a、b 的调整-旋转装置。

在图 14 中可清楚看出, 旋转杆在其处于压块 23 的高度处的下部横杆状部分, 当从其位置“i”经位置“ii”到位置“iii”运动时的轴向错移。

在这里为达到包括压块 23a、b 和 29a、b 以及调整套筒 21a、b 和 27a、b 的调整-旋转装置的同步化, 将传动杆 220 铰接在旋转杆 19 上的一个旋转杆长形孔 222 中。传动杆 220 设计成条状并扣在制动盘 3 上圆周边上。此外, 它在其面朝制动盘 3 的一侧局部制有一种类型

的齿条型面 224, 它与齿轮 226、228 啮合, 在传动杆 220 轴向移动时它们使调整套筒 21、27 旋转并促使调整。在这里, 在制动器的每一侧可设空程和过载装置, 以及在制动盘每一侧设两个调整-旋转装置的同步装置。

图 15 的压紧机构与图 14 所示的压紧机构一致。但调整的同步化通过一根扣在制动盘上在其端部有圆柱螺杆 232、234 的轴 230 实现。

图 16 纯粹示意性地表示在制动盘每一侧上的电动机调整-驱动器 106。

按图 17a 和 b, 基本上球状的支承构件 56、178 及其安装座 235、236 (在这里在构件 174a、b 上和在中段 180a、b 上), 在它们互相对的一侧有彼此对应的削平 237、238。

以此方式保证简单地防止旋转, 以免损坏球体表面和/或支承在支承区内受损。此外, 削平 237、238 也有助于优化支承的空间需求和提高强度。

在基本上球状的支承构件 (56、178) 与其安装座 235、236 之间的间隙可按简单的方式补偿公差。

在支承碗 158、160 上例如环形的刮具 239, 如图 19 所示, 以简单的方式防止出现油脂充填。

图 18 表示在基本上球状的支承构件 56、178 与其安装座 235、236 之间防旋转装置的另一种方案。

例如按图 18a, 防旋转装置设计为对焊或摩擦焊支座 240。

按图 18b, 防旋转装置设计为夹紧销或夹紧衬套 241。

按图 18e、f 和 g, 基本上球状的支承构件 56、178 与其安装座 235、236, 作为防旋转装置, 在它们彼此面对的一侧有互相对应的防旋转的几何造型, 具体而言按互相对应的彼此插接的槽 242 及凸块 243 的方式, 它们设计为圆锥形 (凹的/凸的, 见图 18c 和 d) 或球壳状和球段状 (见图 18e)。

这些不同的几何结构可例如通过磨削市场上常见的轴承滚珠获得。

除刮具外,图 19a 还表示了在支承球体与支承套之间位置固定地彼此对应的凸块 244 和槽,其中支承套的槽设计为冲压点 245,它们在其背对支承球体一侧本身也插入处于相应的构件(这里是旋转杆)对应的槽 246 中,从而在支承套 170、172 与旋转杆之间也达到位置固定。

按图 19b,在支承套上设计一圆柱形凸肩 247,它插入对应的构件(这里是旋转杆 19)中,既用于位置固定也作为油脂库。

按图 19b,在支承套内设一些孔 248 用于通过油脂改善润滑,它们通入对应构件(这里是旋转杆 19)内的集油沟 249 中。

图 20a 详细表示与图 1 类似的盘式制动器。

因此图 20a 的盘式制动器仍有一固定的鞍形座或一个可牢固和不运动地固定在轴上的制动器鞍形座 1,所以在制动盘两侧设压紧装置 13、15,用于朝制动盘 3 的方向压紧(或脱开)制动衬带 5、7,它们仍分别有至少一个各有一调整套筒 21、27 的调整-旋转装置,在调整套筒内可分别通过旋接安装压块 23、29 之一。两根旋转杆 19、25 通过形式上为销子 31 的连接机构互相连接。

可清楚看出制动缸 274(气动操纵的)和作用在旋转杆上的活塞杆 276,活塞杆铰接在旋转杆 19 的上端。作为紧凑的结构优选这种气动操纵,同样可以设想机电式操纵。

按图 20b、d 和 f,制动器鞍形座分别只在制动盘 3 的一侧有一个压紧装置 13,在这种情况下在制动器背对操纵装置一侧反作用力的产生,通过移动或旋转制动器鞍形座 1 和/或通过移动制动盘 3 实现。在反作用侧的磨损调整分别通过一个在反作用侧组合在制动器鞍形座内的调整装置例如一个调整组件实现。

由制动器鞍形座 1 和/或制动盘 3 实施的移动或旋转距离,限于施加反作用力所需的工作行程,它只占磨损行程的一小部分。

按图 20b,在盘式制动器两侧设调整装置,它们仍有用螺纹互相旋接并因而也可彼此相对地沿轴向调整的调整套筒 21、27 和压块 23、29,以及优选地还有在制动盘 3 两侧单独的调整系统驱动器。此制动

盘 3 设计为移动盘，为此，制动盘优选地在其轮毂区内制有齿，它有一个限于工作行程的移动距离。

图 20c 如图 1c 表示移动鞍形座的先有技术，其中制动器鞍形座 1 设计为有鞍形座支承的移动的鞍形座，它沿工作行程的距离相对于制动盘或相对于轮轴 9 或通常在移动的鞍形座盘式制动器中所设的制动器底板（这里未表示）移动。支承衬套 245 设计用于跨接移动距离 S ，这一距离基本上等于最大制动衬带磨损量（这里同样用“ S ”表示）。

按图 20d，此制动器鞍形座 1 “可微量移动”一个量，这一量不大于工作行程（优选地移动一半工作行程的量）。图 20d 的盘式制动器包括在制动盘 3 两侧单独的调整装置（由构件 21、23 和 27、29 构成），在这里在制动器鞍形座 1 上设计一下部凸肩 250，它借助螺栓 252 与轴凸缘 11 连接。一个或多个螺栓穿过支承衬套 256，它旋入制动器鞍形座 1 凸肩 250 的孔 258 内并设计为，使制动器鞍形座 1 相对于轴凸缘 11 的可移动性达到一半工作行程 $A/2$ 的量。

图 20e 表示所谓的旋转的鞍形座盘式制动器，其中制动器鞍形座可旋转一个预定角度值地支承在制动器底板或轴的部分上（旋转支承 35 和斜撑连接 37 用于真正的旋转的制动器鞍形座 1）。

按图 20e，此旋转角 α 的大小选择为，使制动器鞍形座旋转时能跨接整个磨损调整距离。

在此方案中，在制动器鞍形座内部的压紧机构基本结构仍与图 1c 的压紧机构一致，也就是说，在反作用侧不设调整部件，而是在那里所设的制动衬带直接或间接支承在制动器鞍形座上，在这种情况下在制动衬带与制动器鞍形座之间不提供调整的可能性。

图 20f 则表示带一可旋转的制动器鞍形座 1 的盘式制动器，它仍有一旋转支承 39。但通过斜撑连接 37 支承在旋转支承上的“旋转的鞍形座”只能旋转这样大小的一个角度值 α ，即，使制动衬带可相对于制动盘 3 旋转一半工作行程的距离。这种盘式制动器仍只在制动盘 3 的一侧有一个压紧装置，但在制动盘两侧至少有一个调整装置。

为了限制运动或限制调整角，制动器鞍形座 1 仍设有一个下部凸

肩 260, 以构成斜撑连接 37, 它借助螺栓 252 与轴凸缘 11 连接。螺栓穿过支承衬套 262, 在这里作为范例它设计为有组合在一起的复位装置 (盘形弹簧等) 的橡胶支承衬套, 此橡胶支承衬套设计为保证这样一种可旋转性, 即, 使制动器鞍形座在衬带的区域内旋转一半工作行程 $A/2$ 的量。

图 21a 和 b 表示图 20f 所示形式的制动器的另一个视图, 其中按图 21a, 凸肩 260 可绕一个可在轴凸缘 11 的孔 11a 内旋转的圆柱形支承销子 261 旋转。此外由图 21a 可以看出, 设两个支承 29。压紧系统和调整系统的结构与图 23 的一致。

按图 21c, 凸肩在其背对其余的制动器鞍形座 1 的那一端, 设一球状或圆柱形支承凸肩 278, 它支承在槽 280 内。

按图 22d, 为了能够实现可旋转性, 设两个支承衬套 262a、262b, 它们嵌入橡胶环 282 内。

按图 22 至图 27 设计的盘式制动器, 可作为按图 1d 和 20d 形式的“微量移动的盘式制动器”安装在轴凸缘或制动器底板上 (这里未表示)。作为替换方案, 也可以设想设计为按图 20f 的形式的“微量旋转的盘式制动器”。

在制动盘上方设有缺口的制动器鞍形座 1, 在上部圆周区内框架状罩住制动盘 3、制动衬带 5、7、设计在制动盘一侧的压紧装置 13 以及在制动盘 3 两侧的两个调整装置。

在图 23 中可清楚看出在反作用侧用于调整组件的缺口 206。制动器鞍形座在其面朝制动盘的一侧总是被安装板或底板 104 封闭。在制动盘每一侧上的每个调整组件, 分别有其中一个电动机 106 位于两个压块 23a、b; 29a、b 和调整套筒 21a、b; 27a、b 之间的中央, 一根设有从动齿轮 266 的从动轴 268 穿过安装板 102, 在那里它以结构简单和经济的方式与两个在从动轴外圆周上彼此处于相对位置的齿轮 270、272 啮合, 它们再与在其外圆周上制有齿或设有齿轮 286 的调整套筒 21、23 啮合。安装板 104 和安装模制件 102 制有冲压部分, 用于安装压块 23、29 和调整套筒 21、27。

在装配时，首先将旋转杆 19 置入制动器鞍形座内，之后将两个调整组件装入制动器鞍形座，安装板 104 分别用螺钉与制动器鞍形座连接。

图 1a 表示一种盘式制动器，它有一个制动器鞍形座 1，制动器鞍形座 1 在制动盘 3 的上部圆周区围绕着制动盘。制动盘 3 两侧设可朝制动盘的方向和从制动盘离开地（亦即垂直于制动盘 3 的平面）移动的制动衬带 5、7，它们按普通的方式由制动衬带架 5a、7a 和加在它上面的衬带材料 5b、7b 组成。

附图标记表

制动器鞍形座	1
制动盘	3
制动衬带	5、7
制动衬带架	5a、7a
衬带材料	5b、7b
螺栓	9
轴凸缘	11
压紧装置	13、15
孔	17
旋转杆	19
调整套筒	21
压块	23
转转杆	25
调整套筒	27
压块	29
旋转支承	35
斜撑连接	37
旋转支承	39
调整组件	50
从动齿轮	52
同步链	54
支承球体	56a、b
齿轮	58a、b; 60a、b
轴	59a、b
圆柱蜗杆	62a、b
齿轮	64a、b; 66a、b

同步链	68、70
软轴	72
密封塞	76
传动杆	82
拨叉	84
轴	86
调整组件	100
安装板	102、104
电动机	106
传动装置	108
孔	110
安装板	114
定距块, 折角	116、118
齿轮	117a、b
从动齿轮	120
齿轮	122
轴	124
圆柱蜗杆	126a、b
齿轮	128a、128b
轴	130a、130b
齿轮	132a、132b
槽	150
三角形部分	152
槽	154、156
横杆状部分	158
槽	160a、b; 162a、b 和 164、165
滑动支承壳	170a、b; 172a、b
构件	174a、b

槽	176、177
球状端或球体	178a、b
中间段	180
槽	200
凹槽	200a、b
孔	204
缺口	206
传动杆	220
长形孔	222
齿条型面	224
齿轮	226、228
轴	230
圆柱蜗杆	232、234
安装座	235、236
削平	237、238
刮具	239
支座	240
夹紧衬套	241
槽	242
凸块	243
凸块	244
冲压点	245
槽	246
凸肩	247
孔	248
集油沟	249
凸肩	250
螺栓	252
支承衬套	254

支承衬套	256
孔	258
凸肩	260
支承衬套	262
从动齿轮	266
从动轴	268
齿轮	270、272
制动缸	274
活塞杆	276
支承凸肩	278
槽	280
橡胶环	282
移动距离	S、A/2

图1

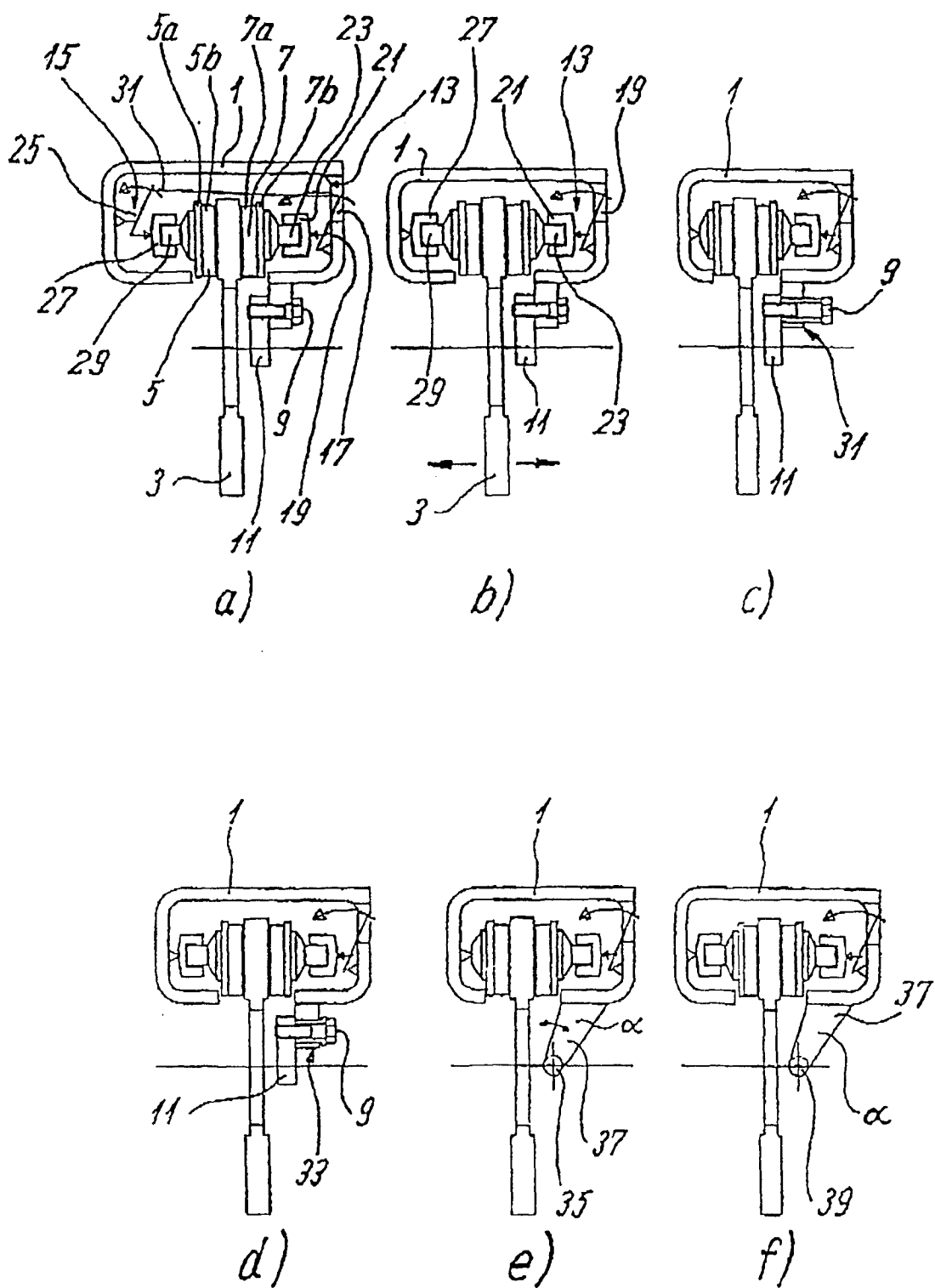
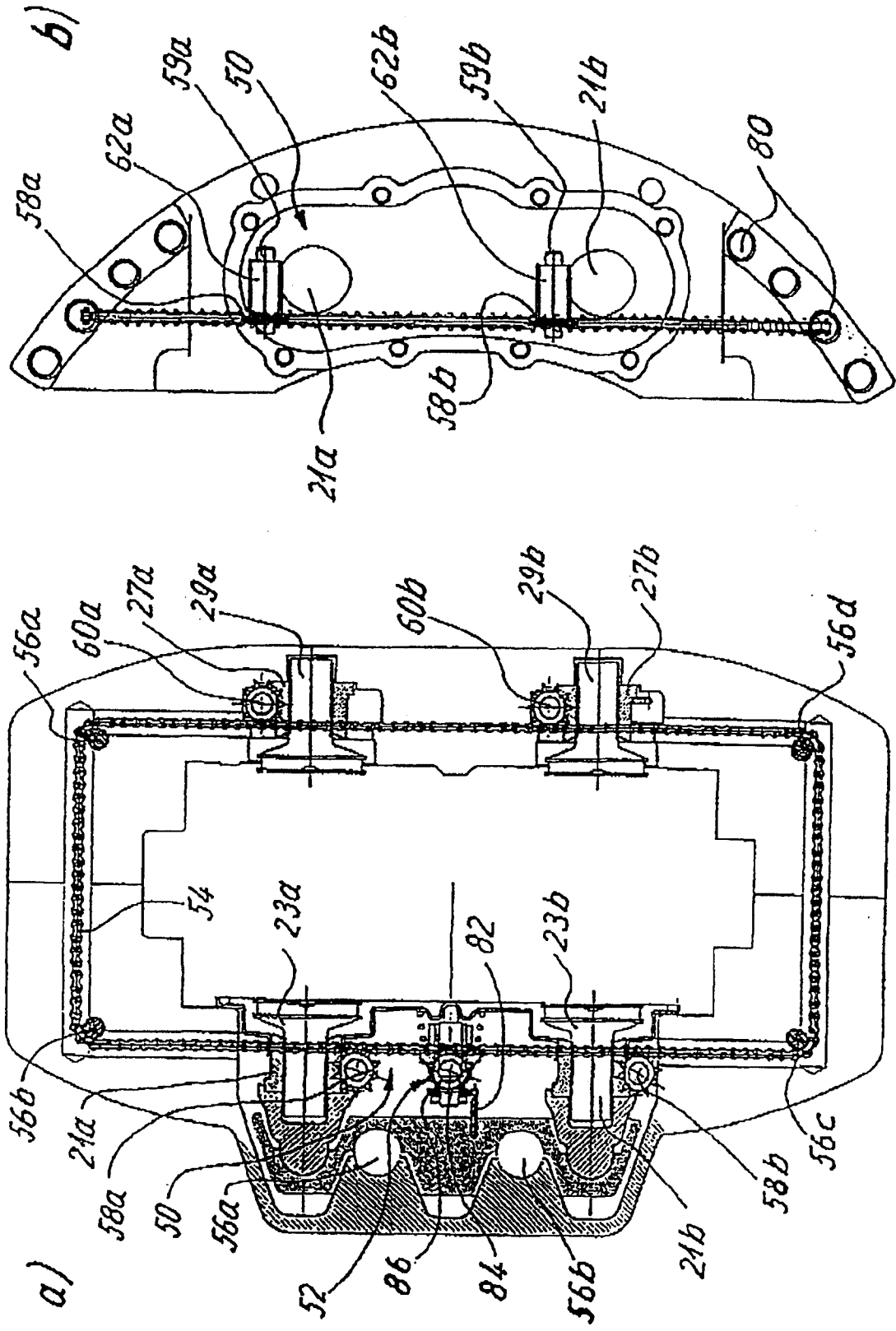


图 2



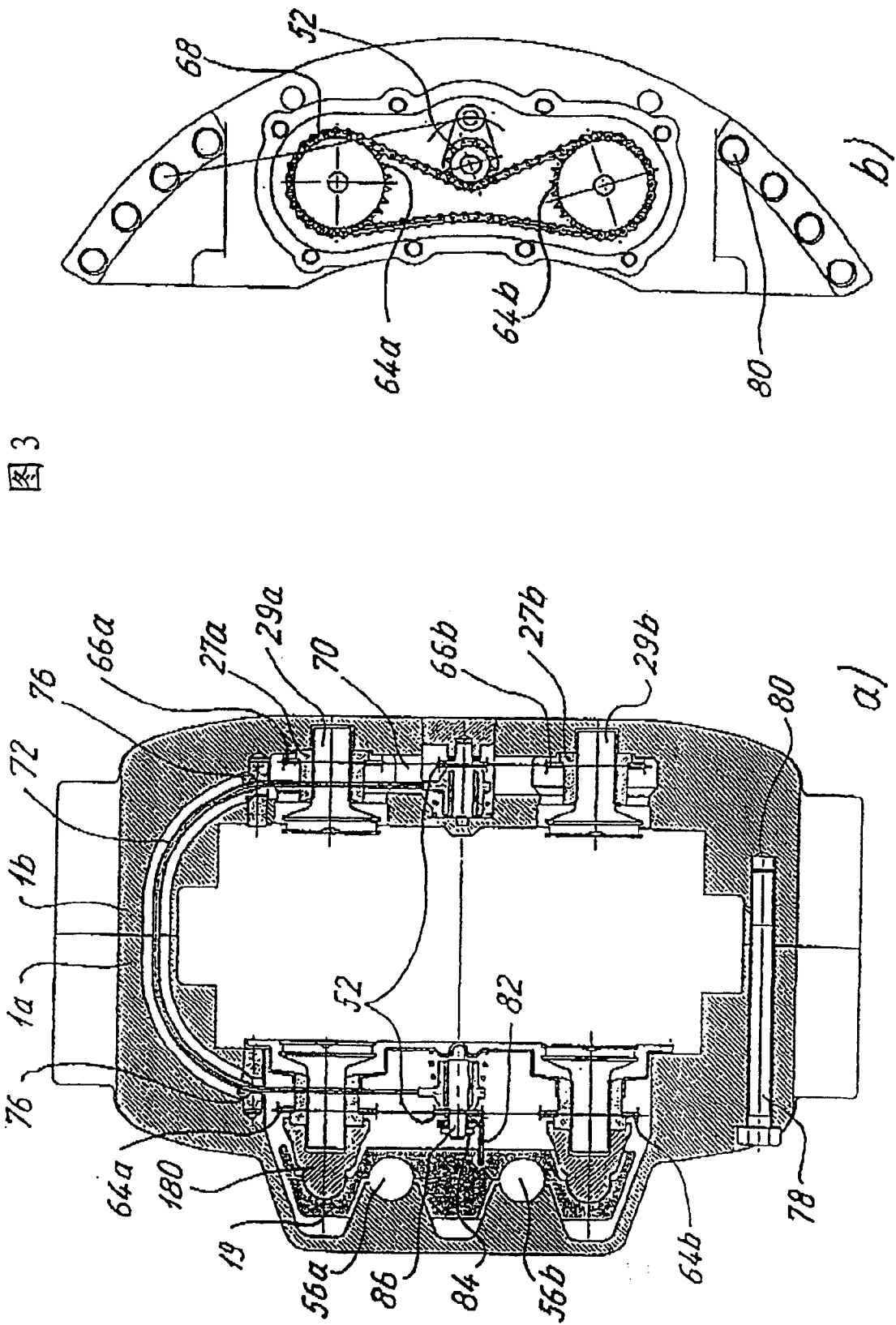


图 3

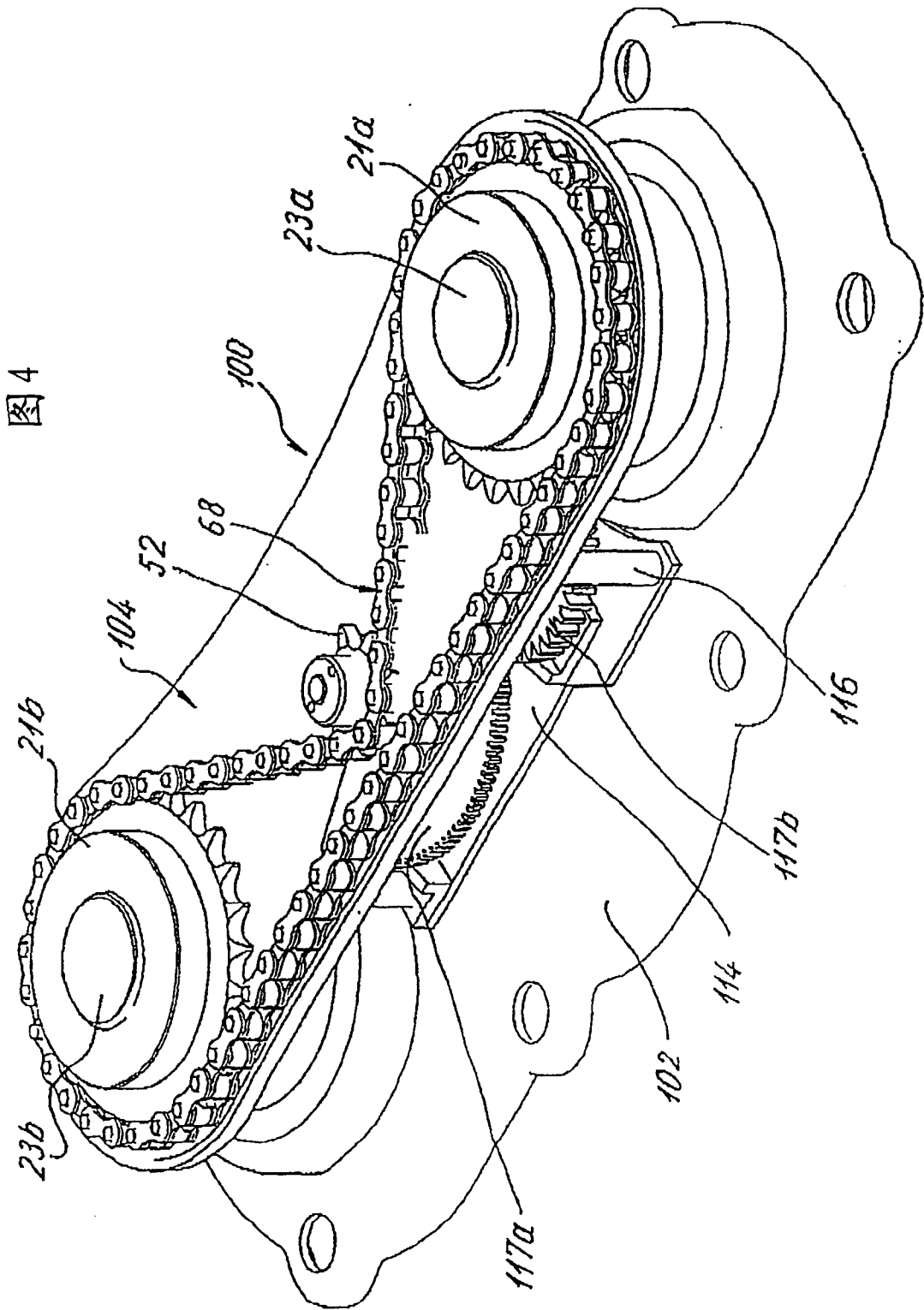


图 4

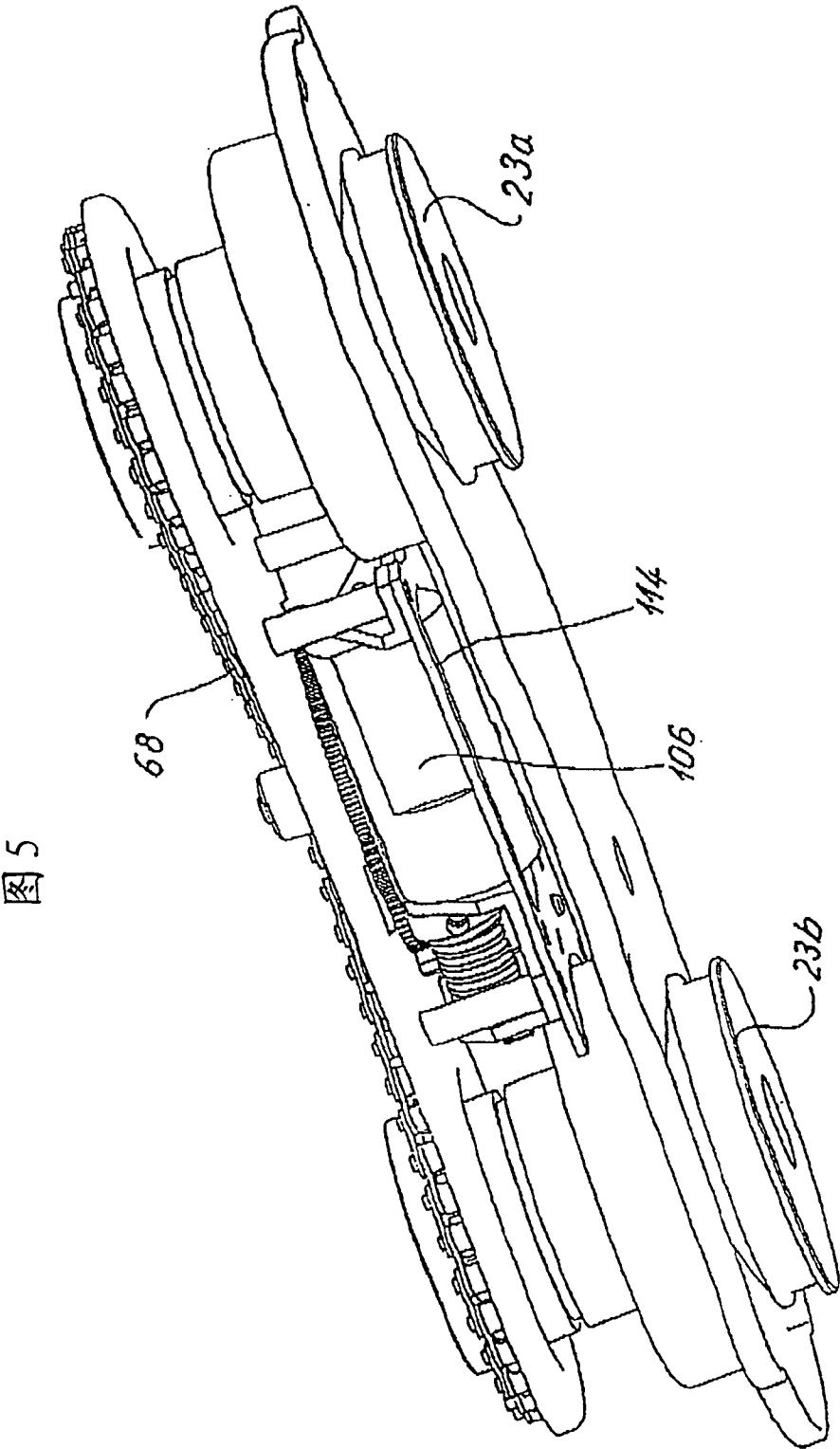


图 5

图6

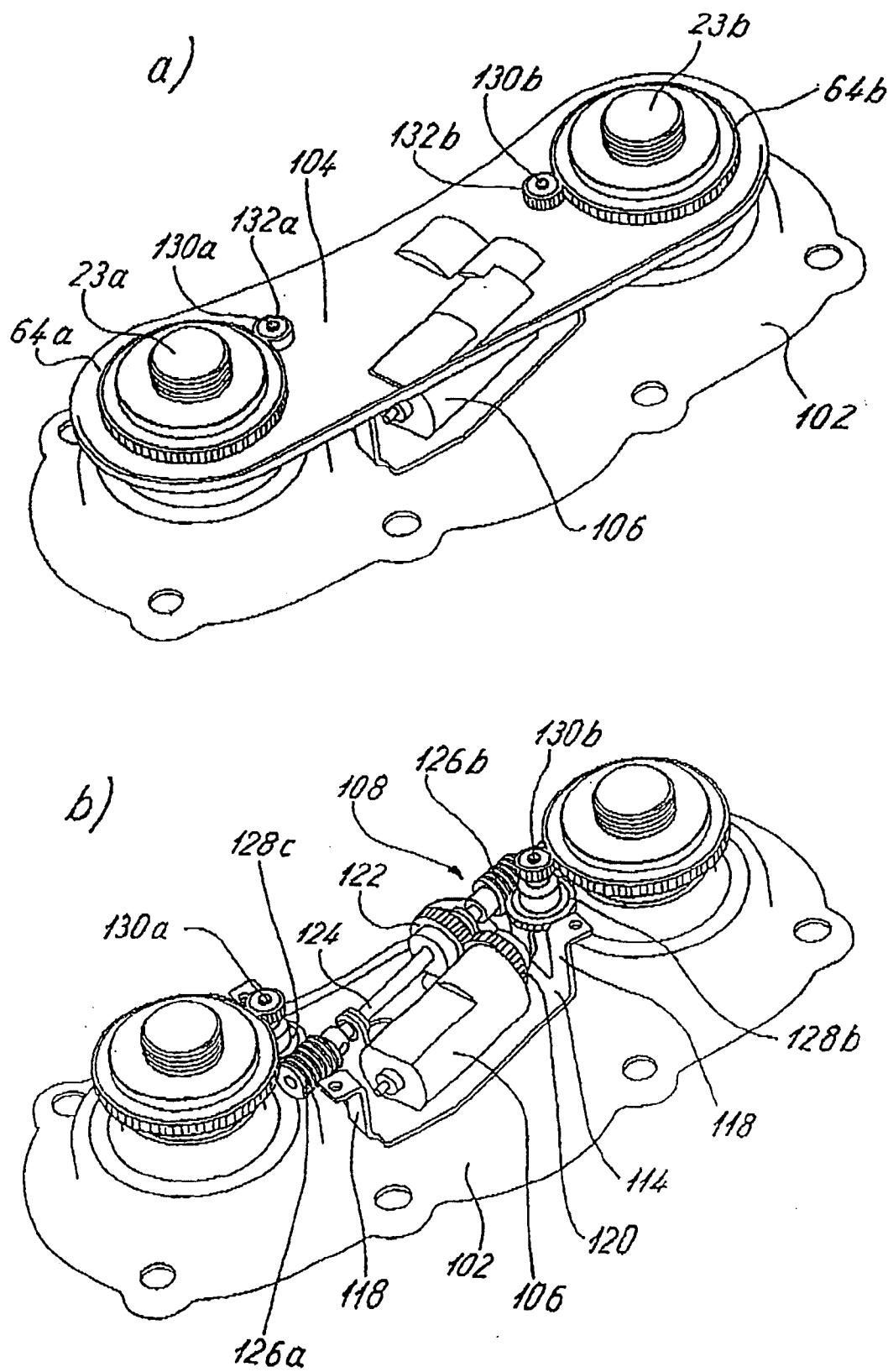
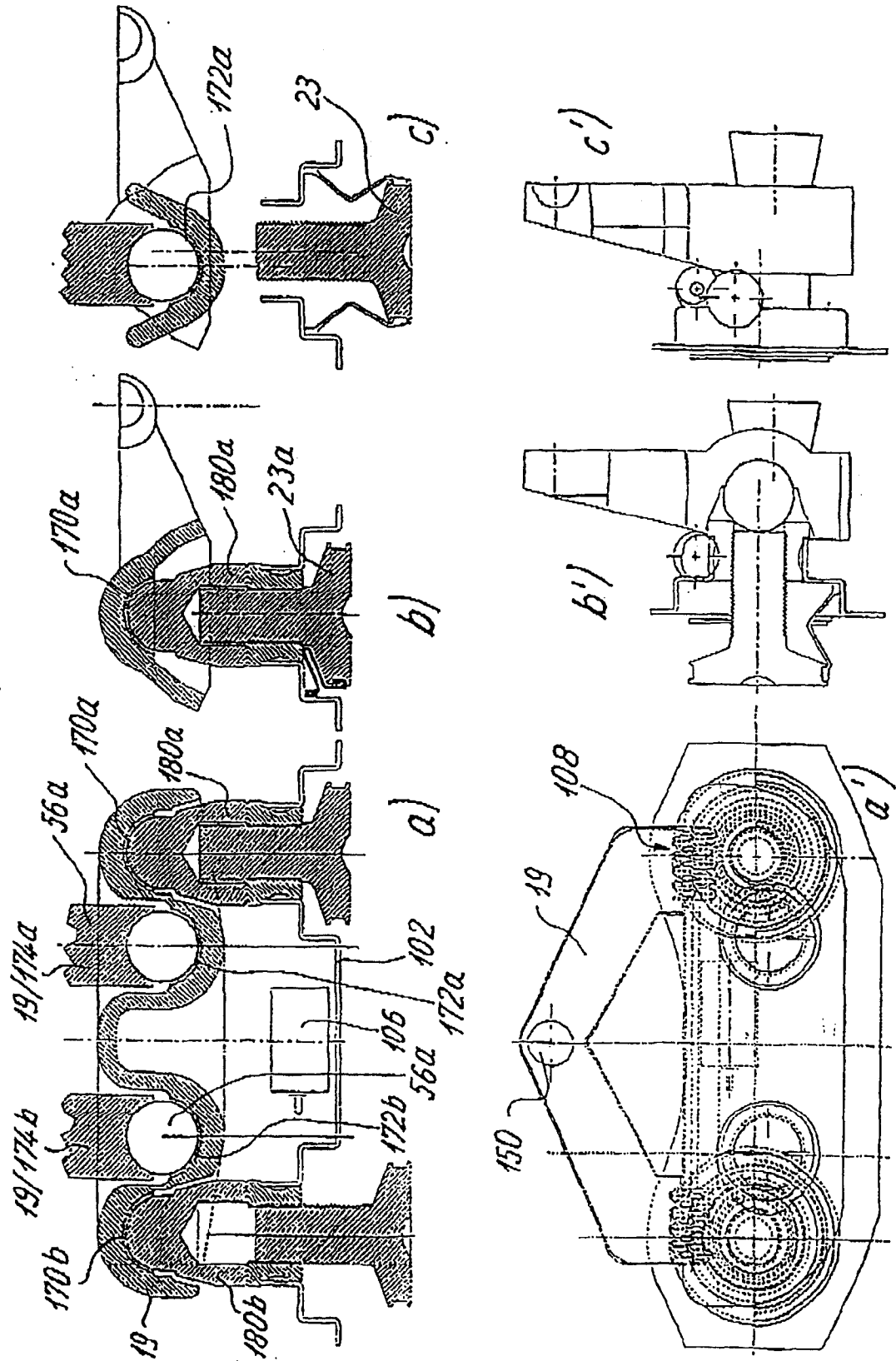


图8



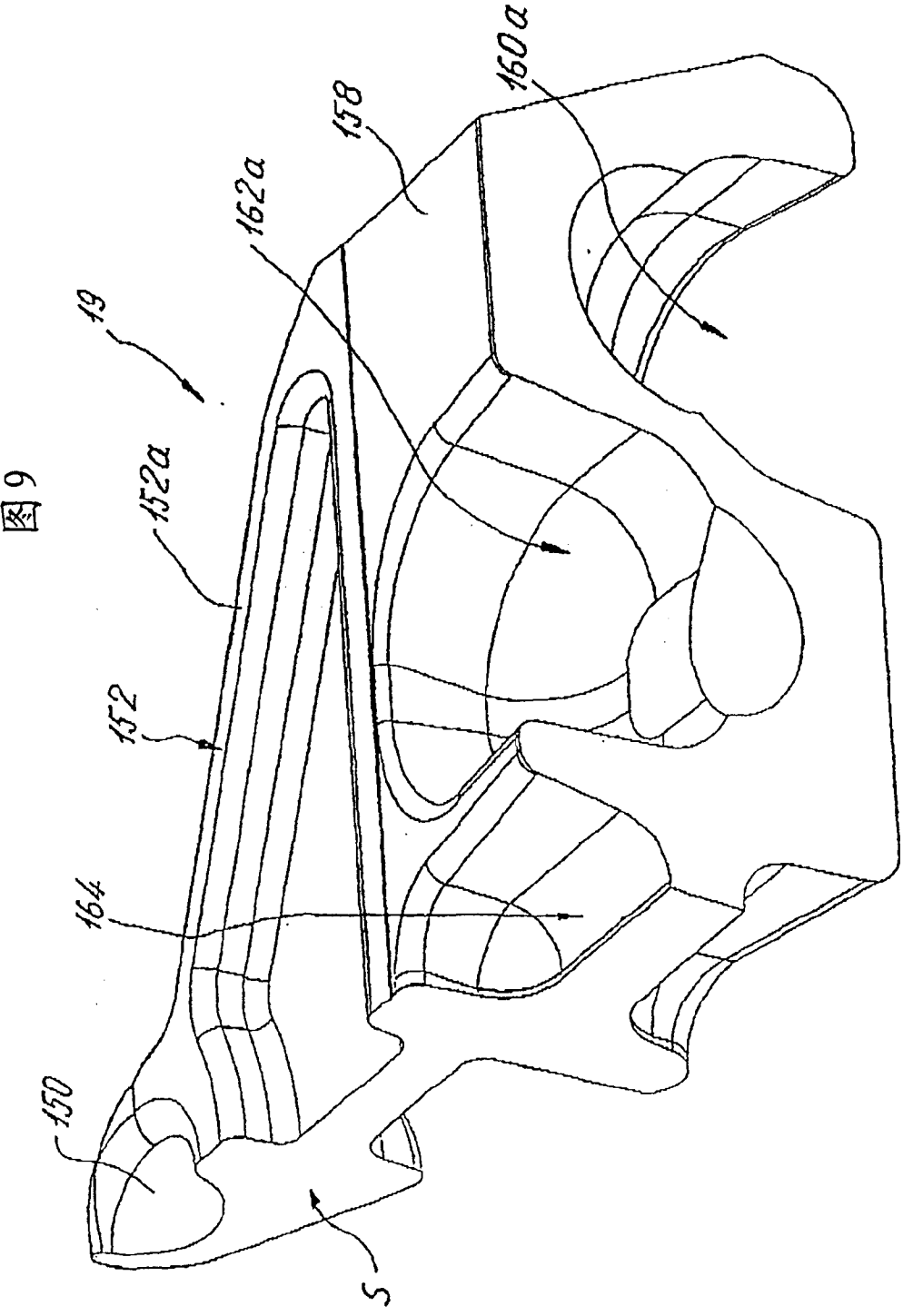


图9

图10

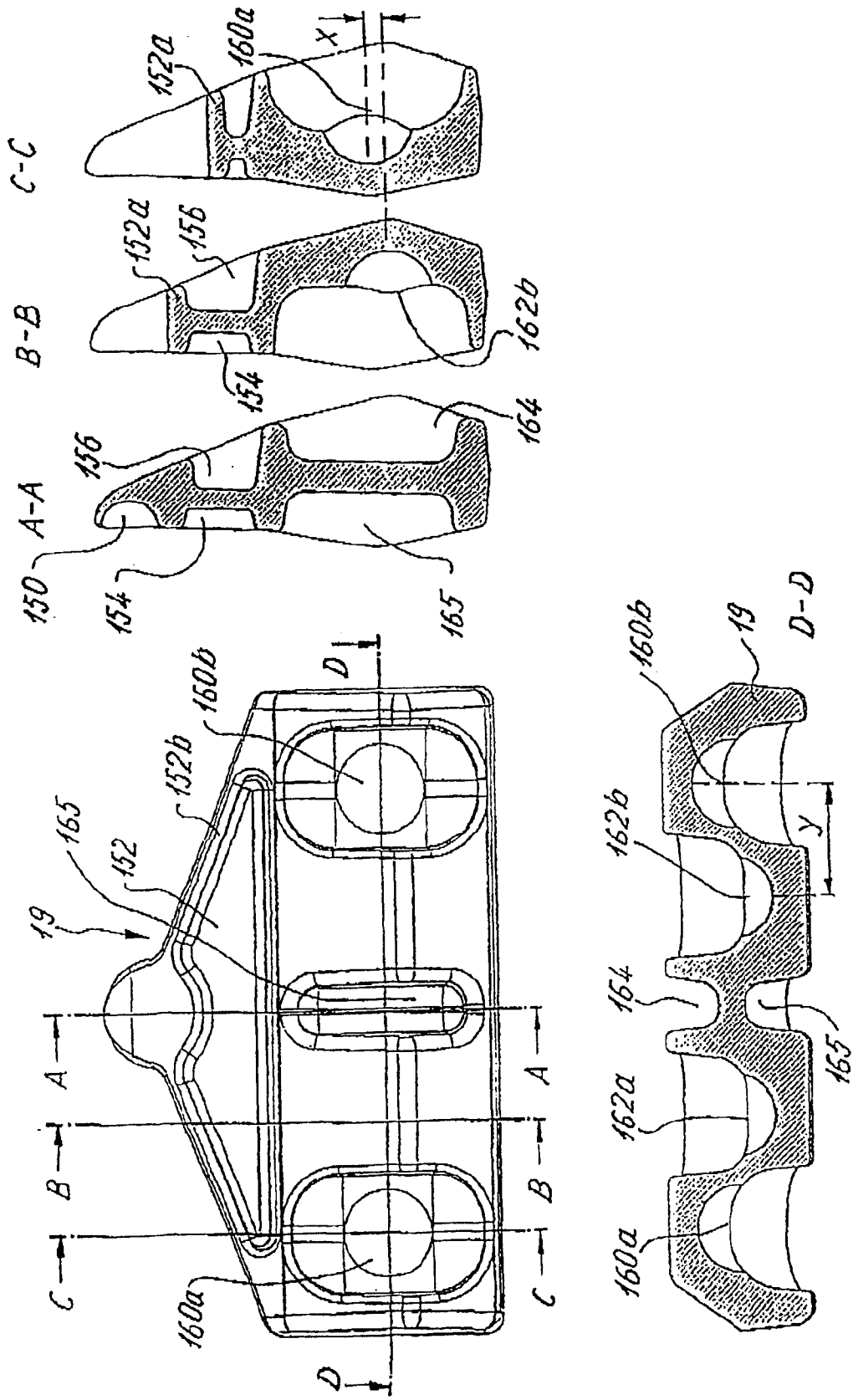
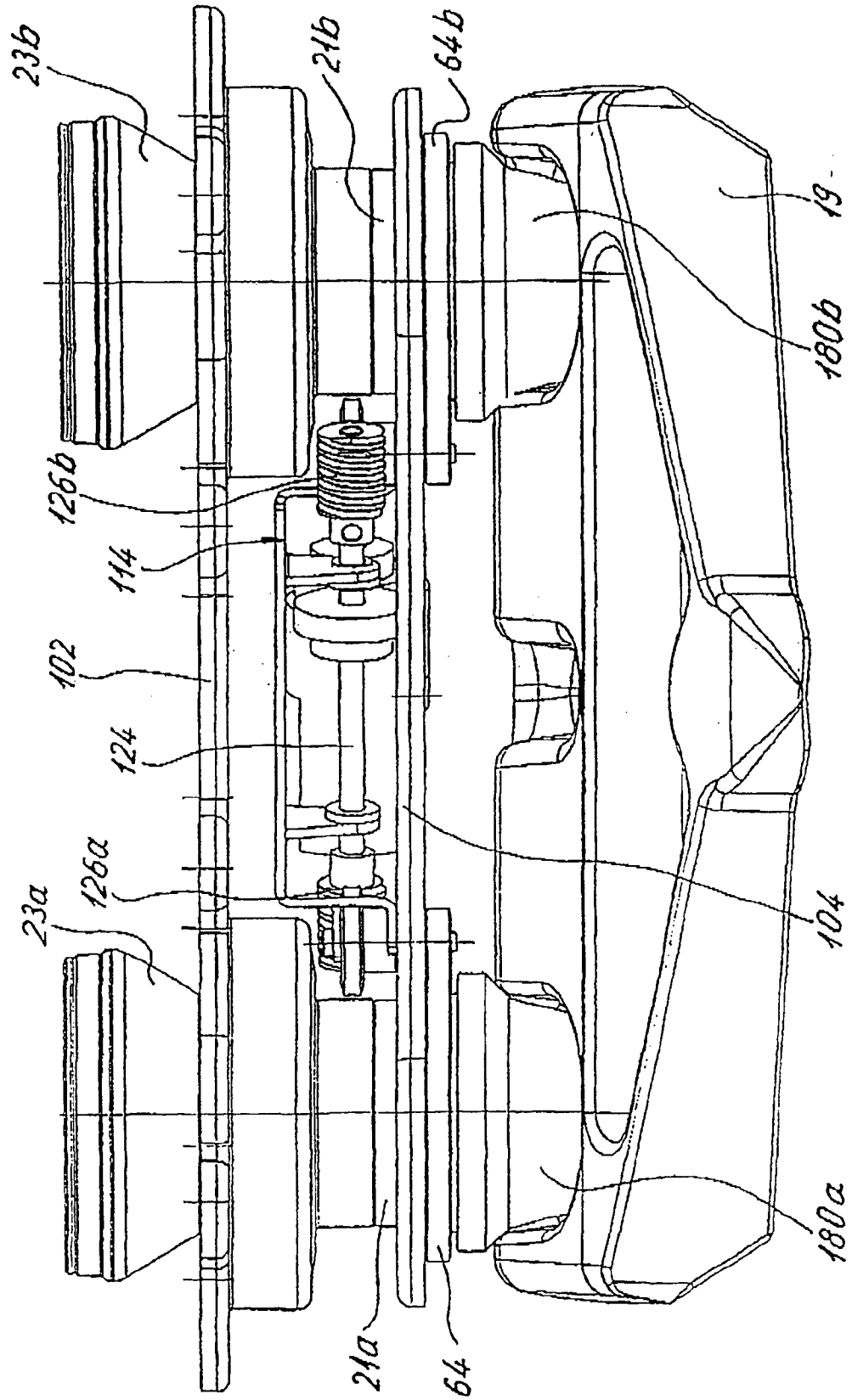


图11



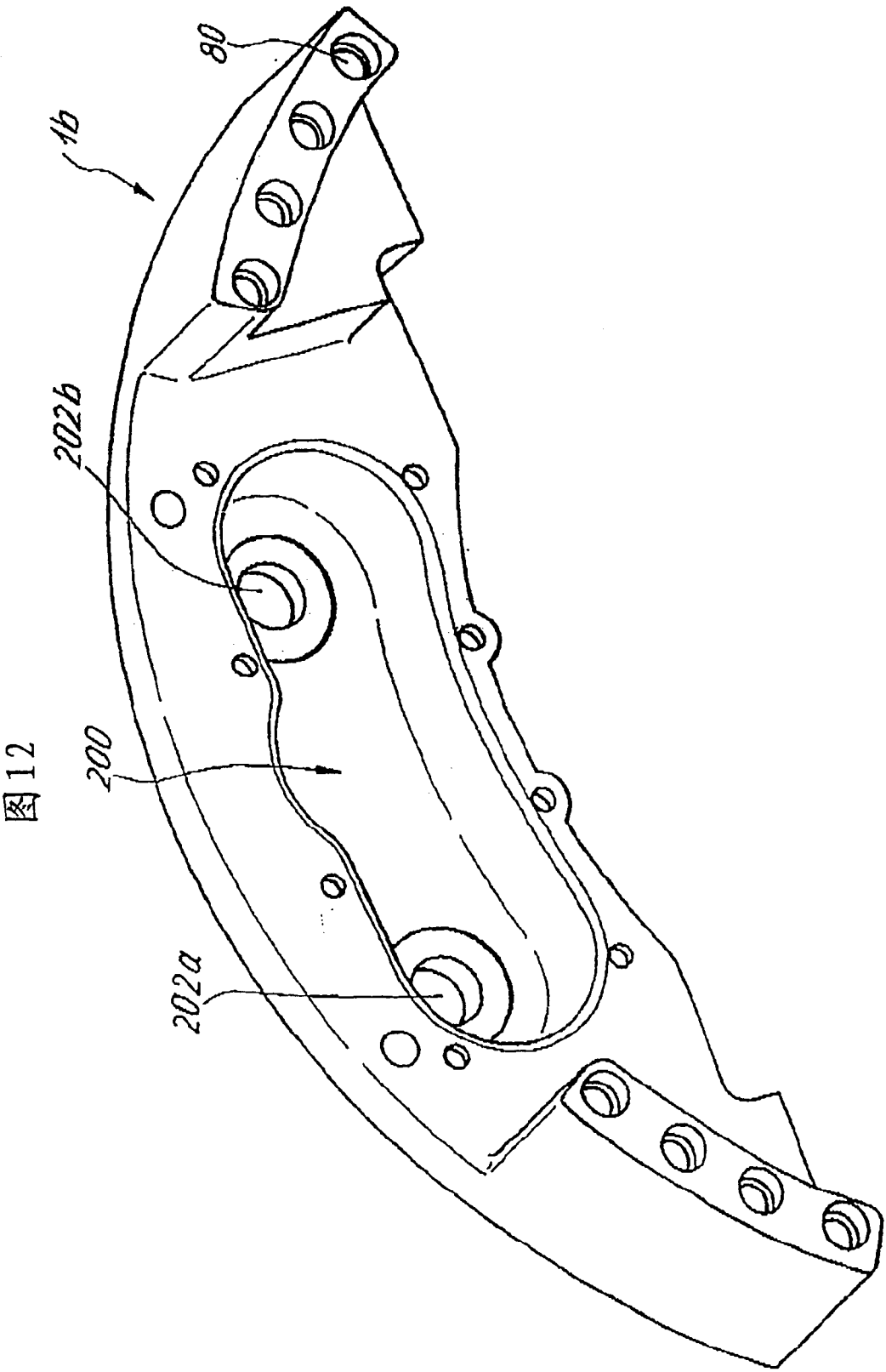


图12

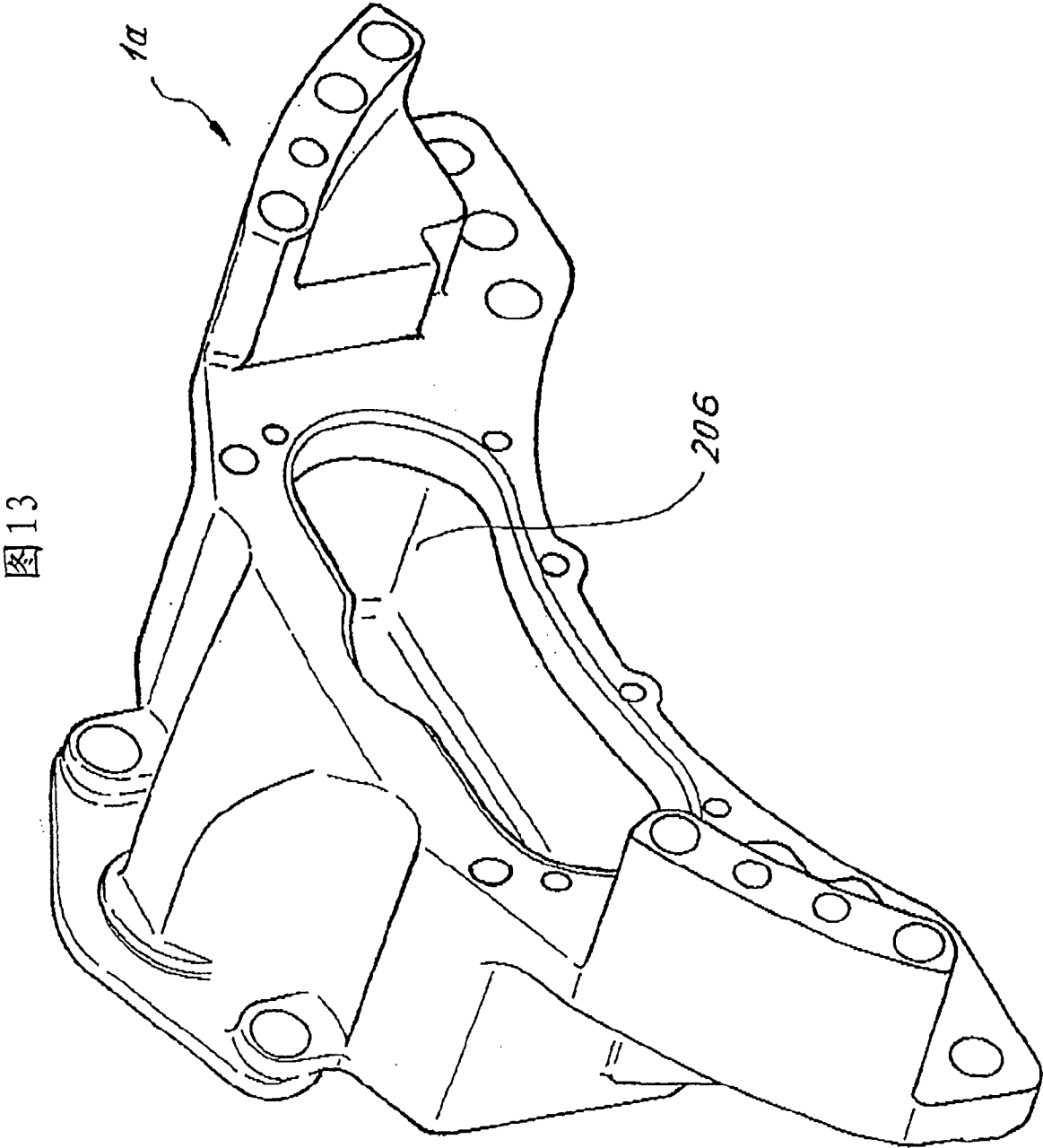
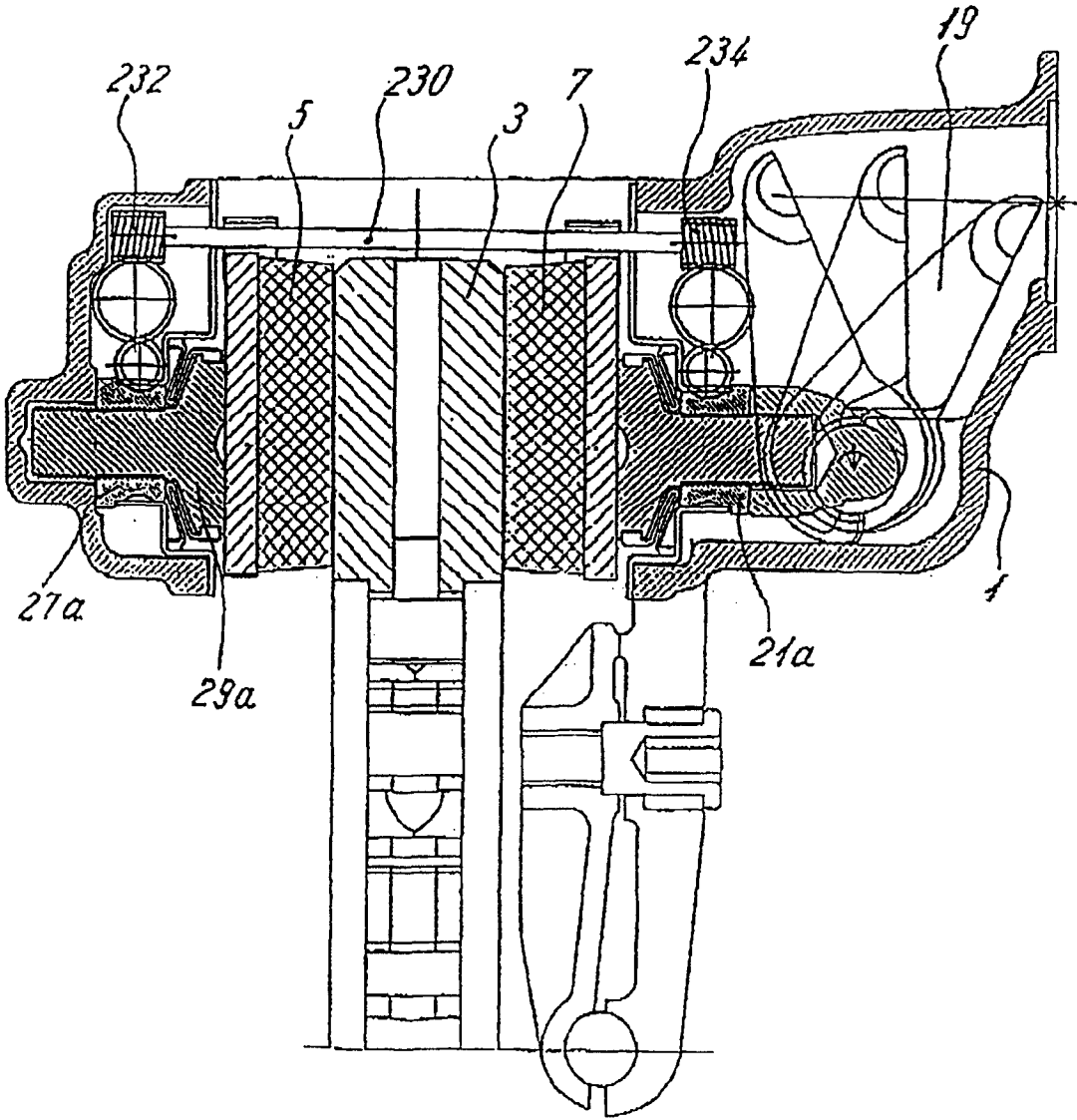


图15



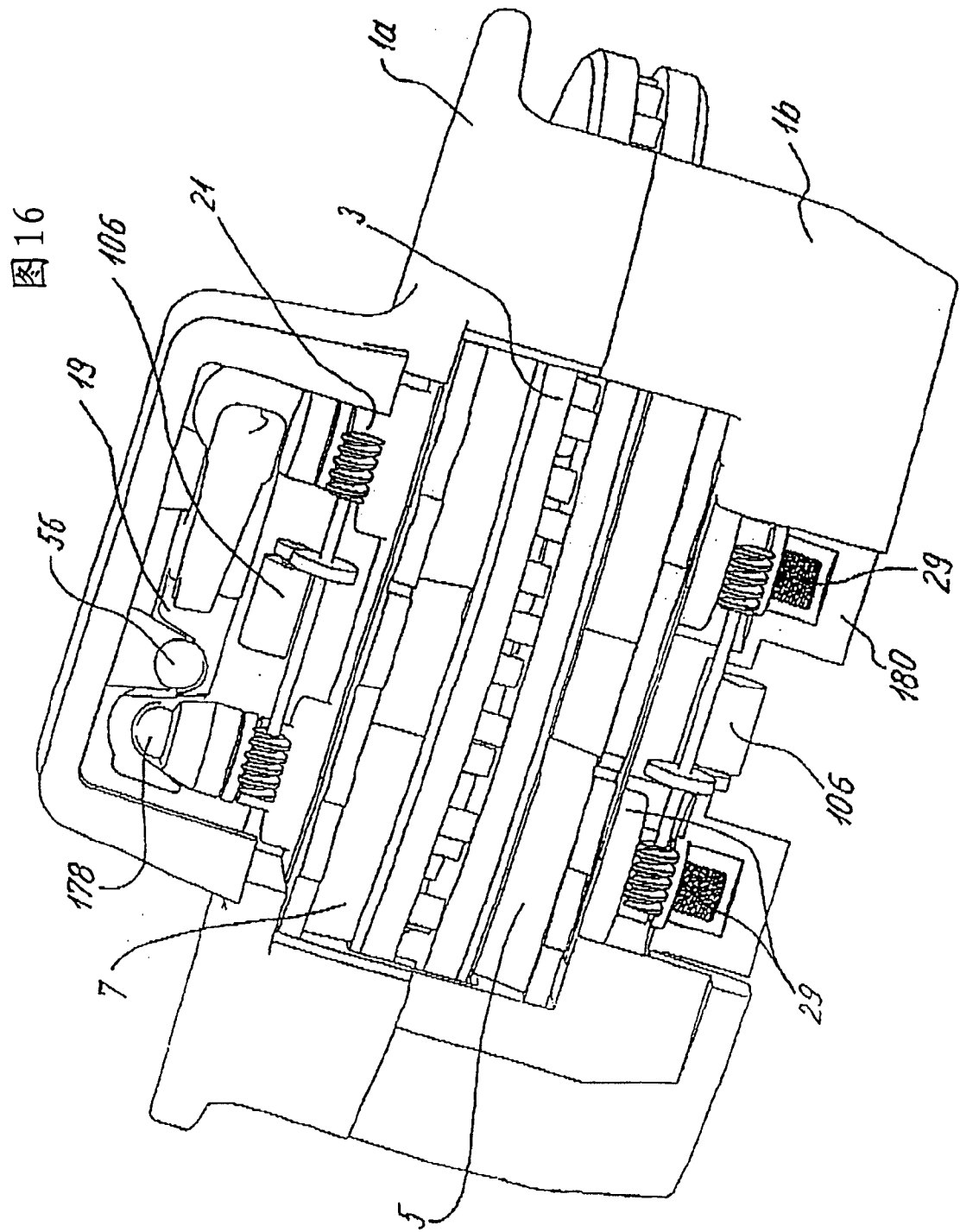


图16

图17

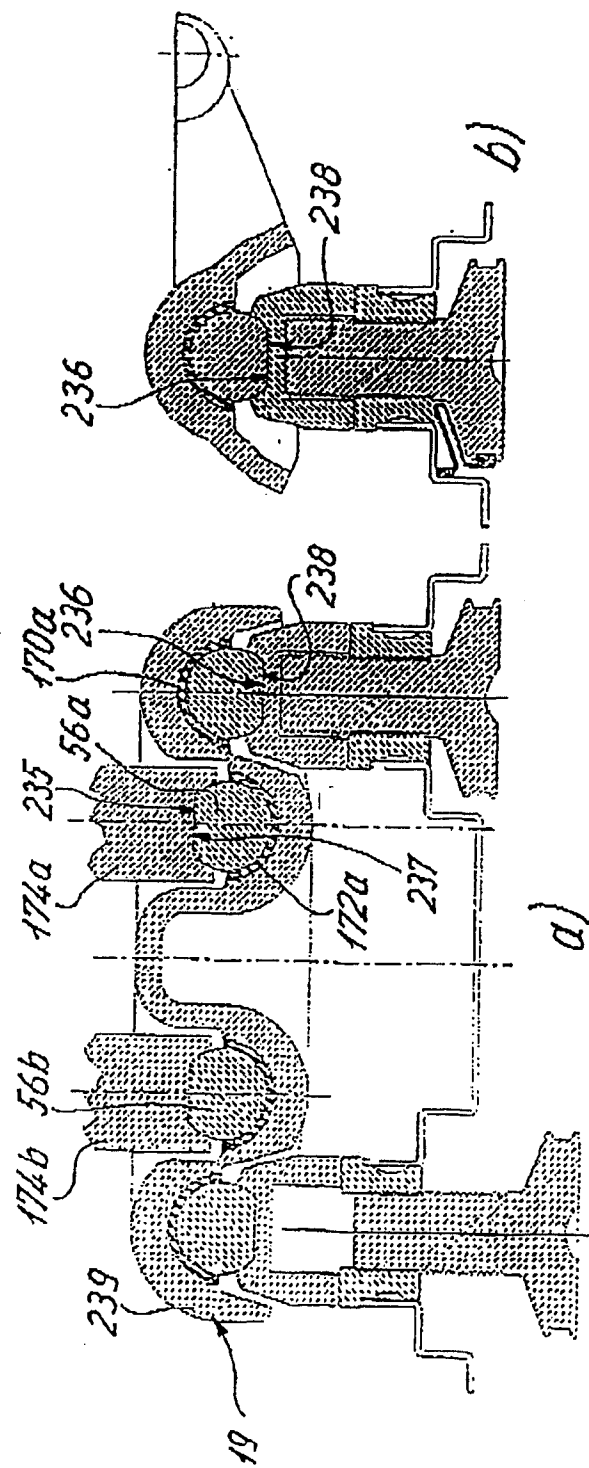


图18

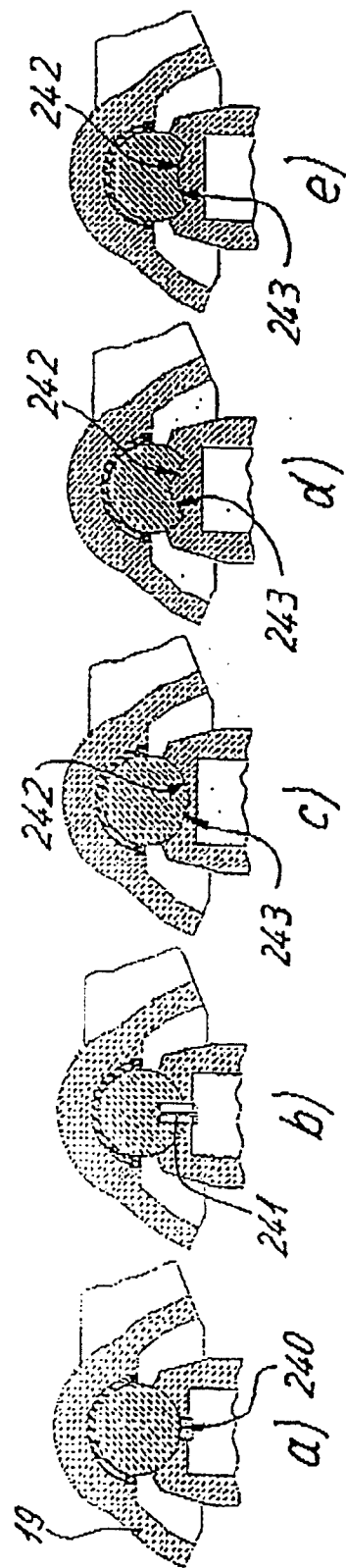


图19

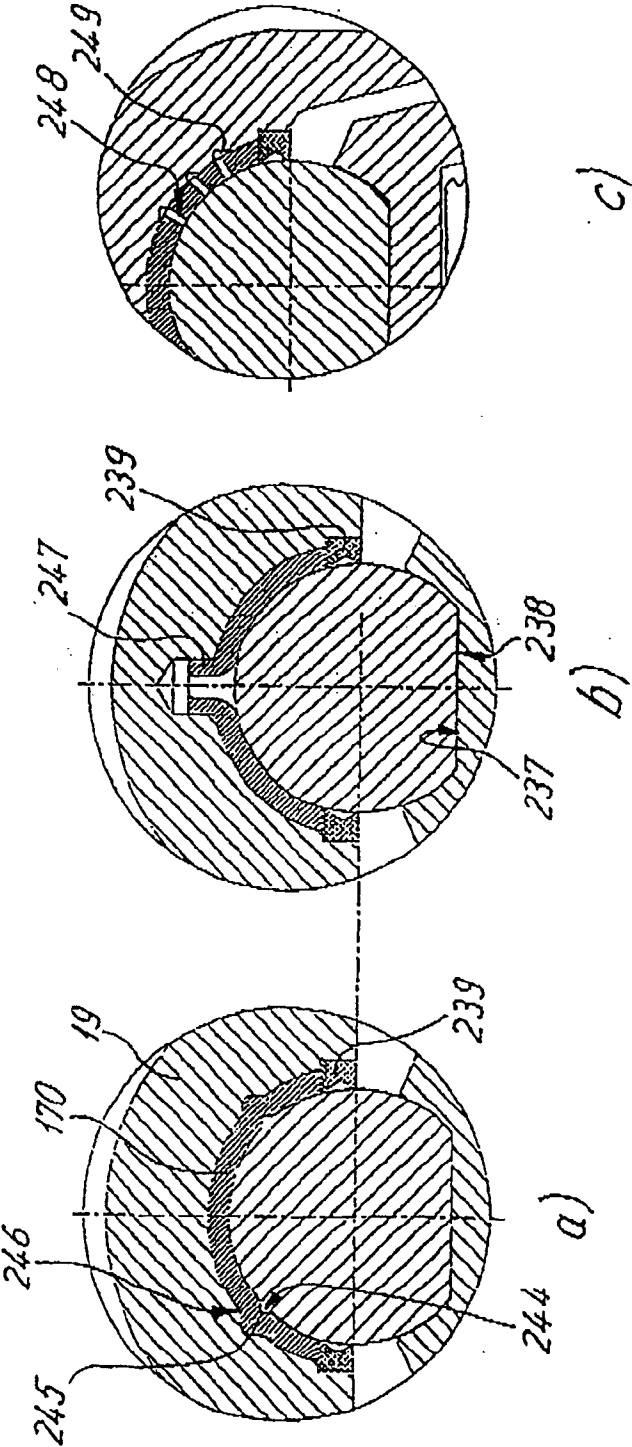


图 20a

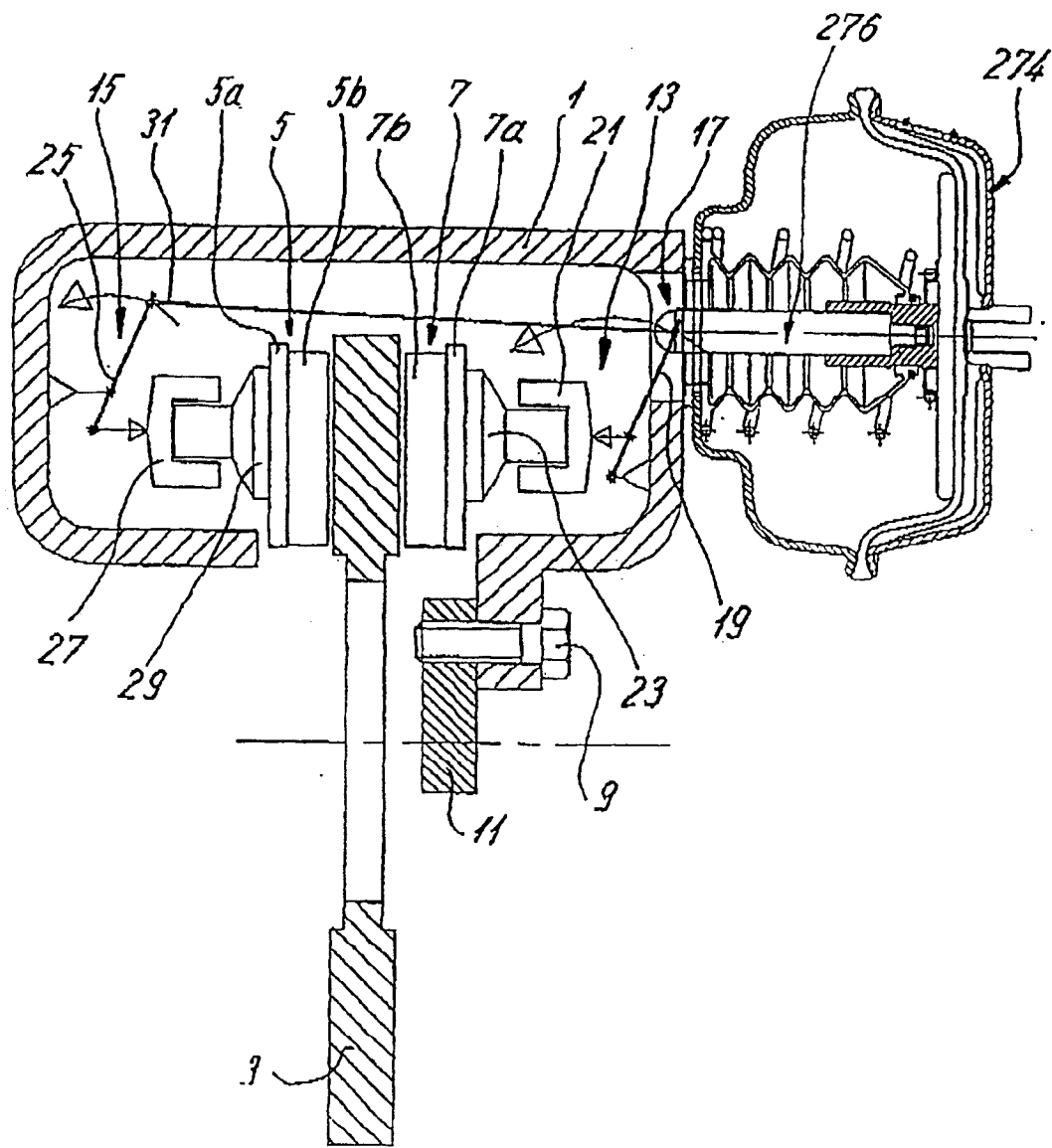


图 20b

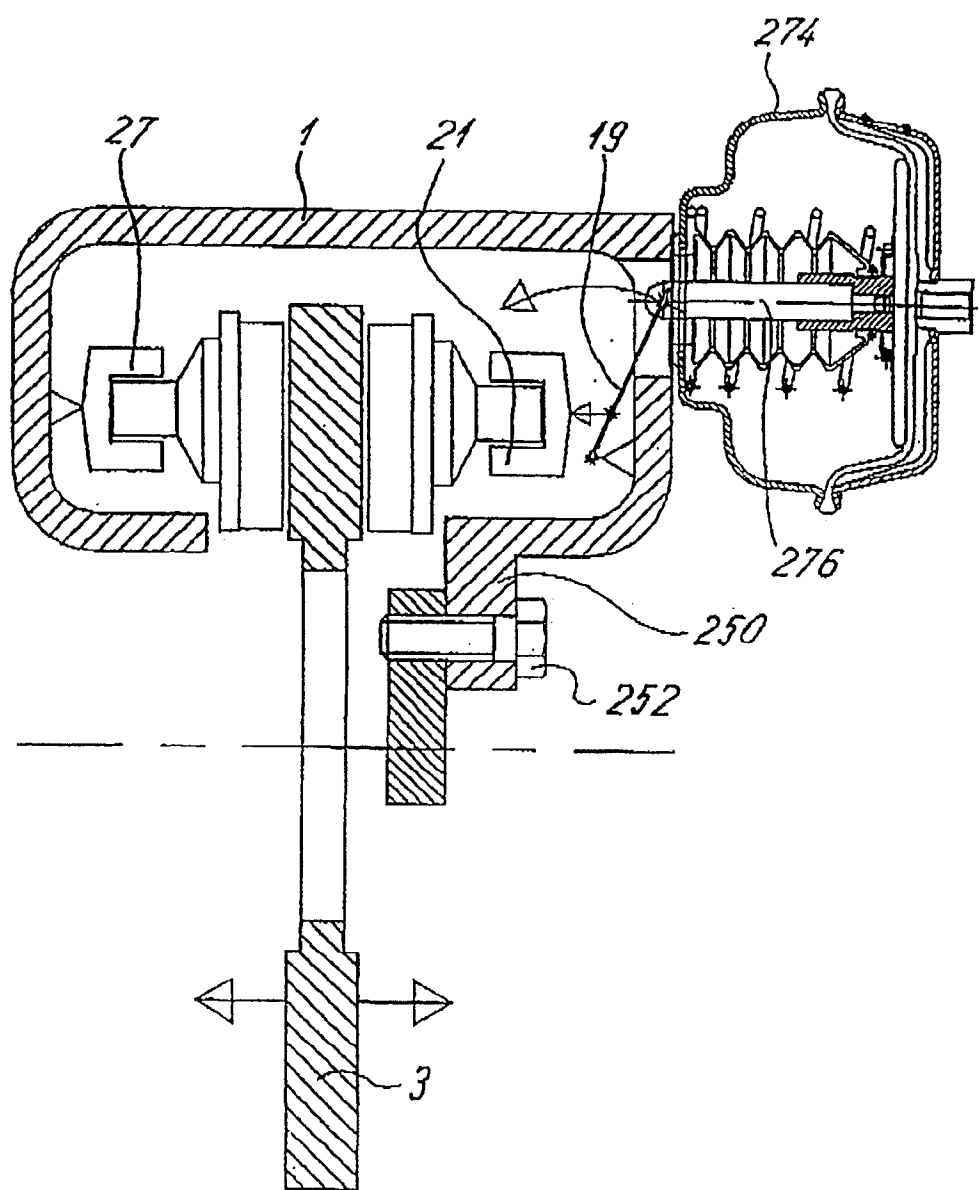


图 20c

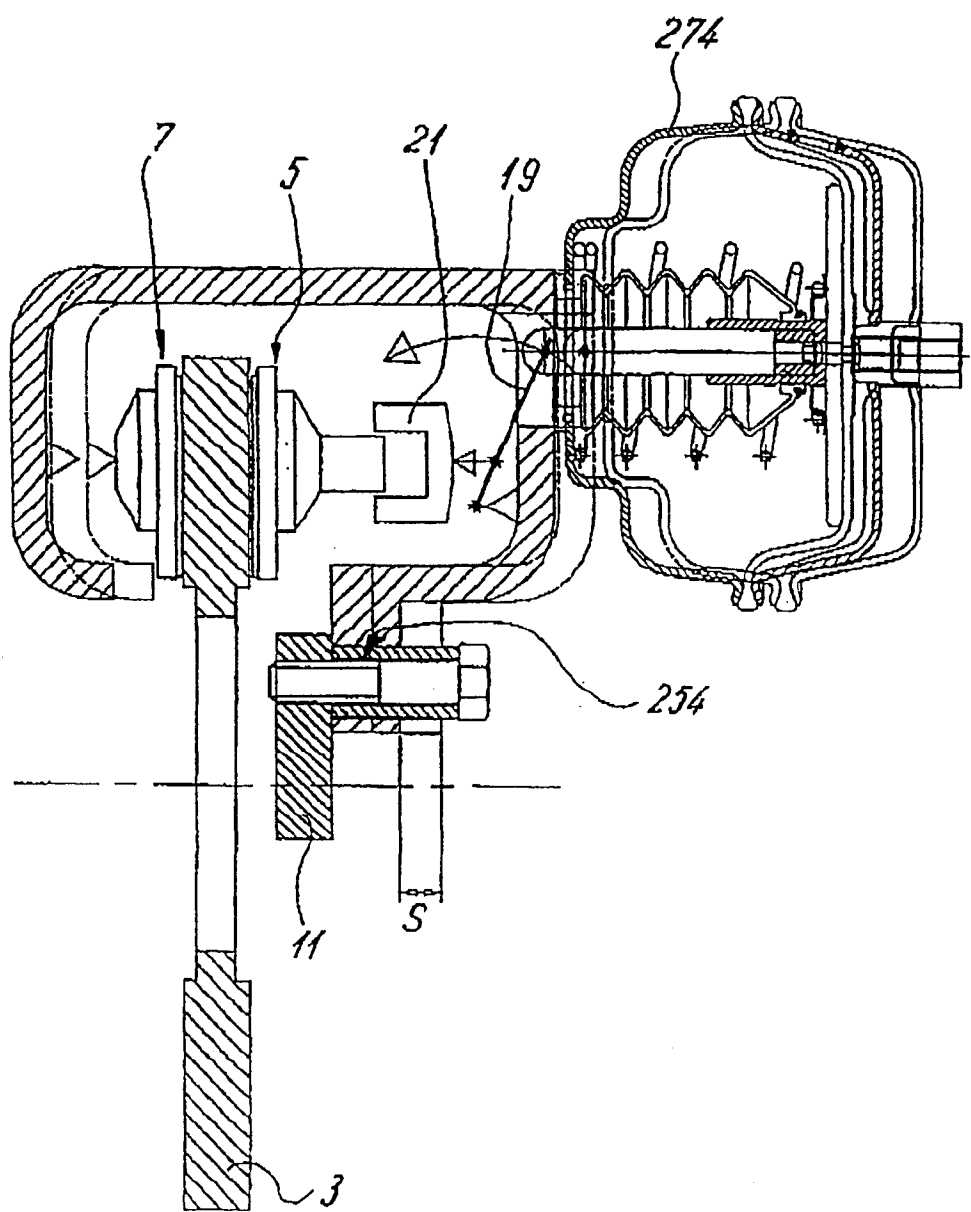


图 20d

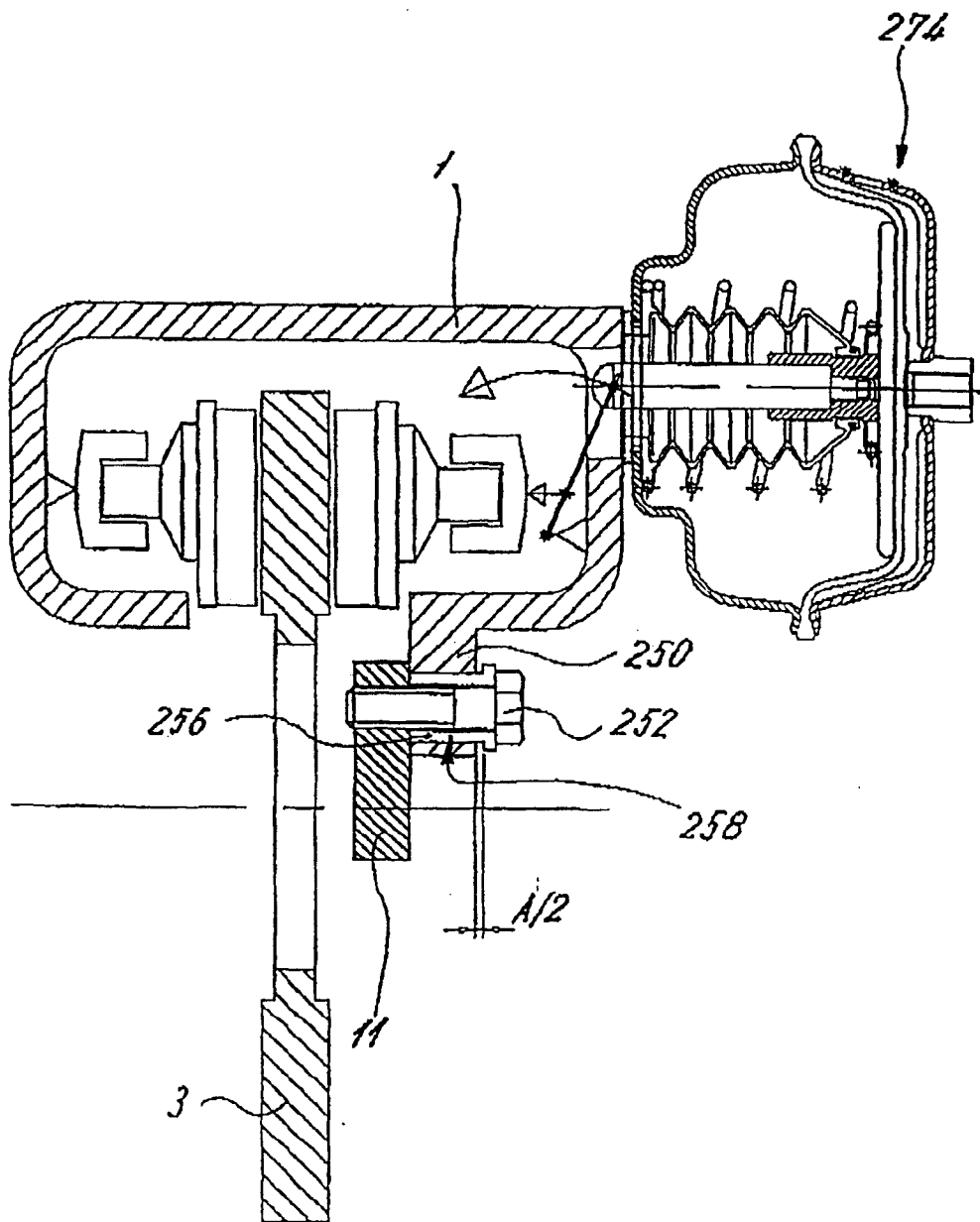


图 20f

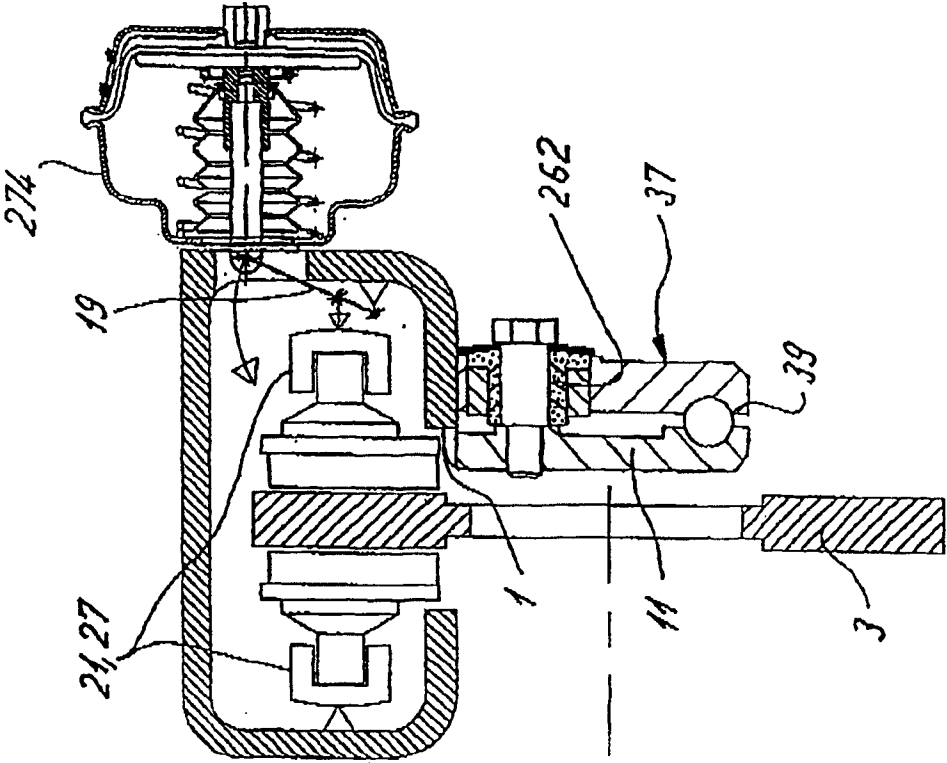


图 20e

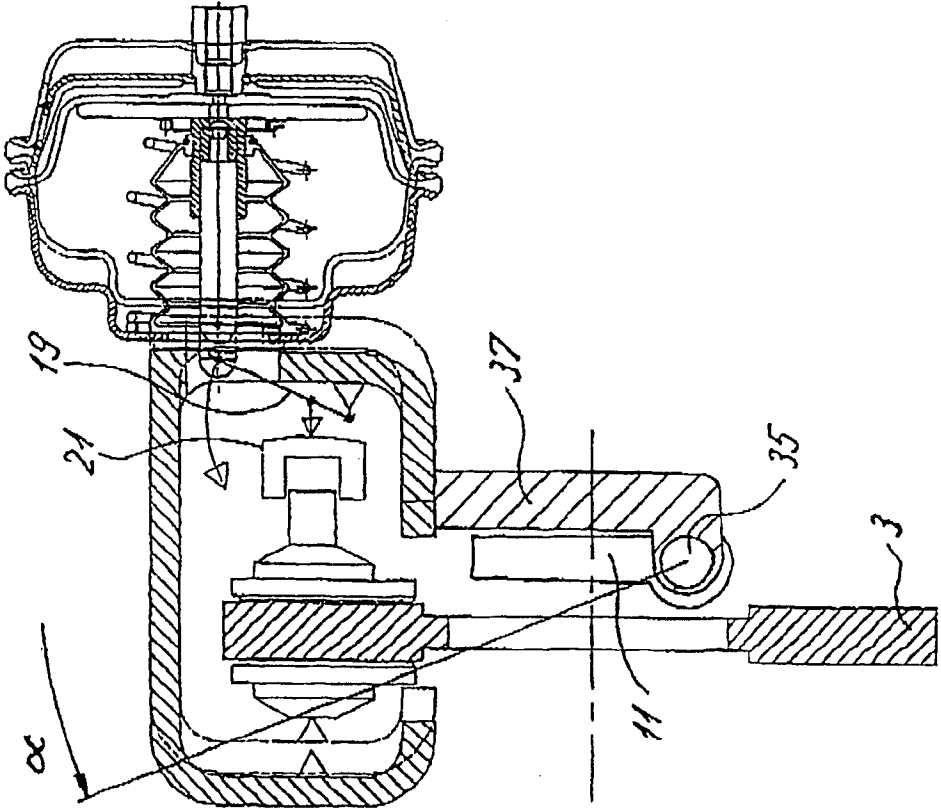


图 20h

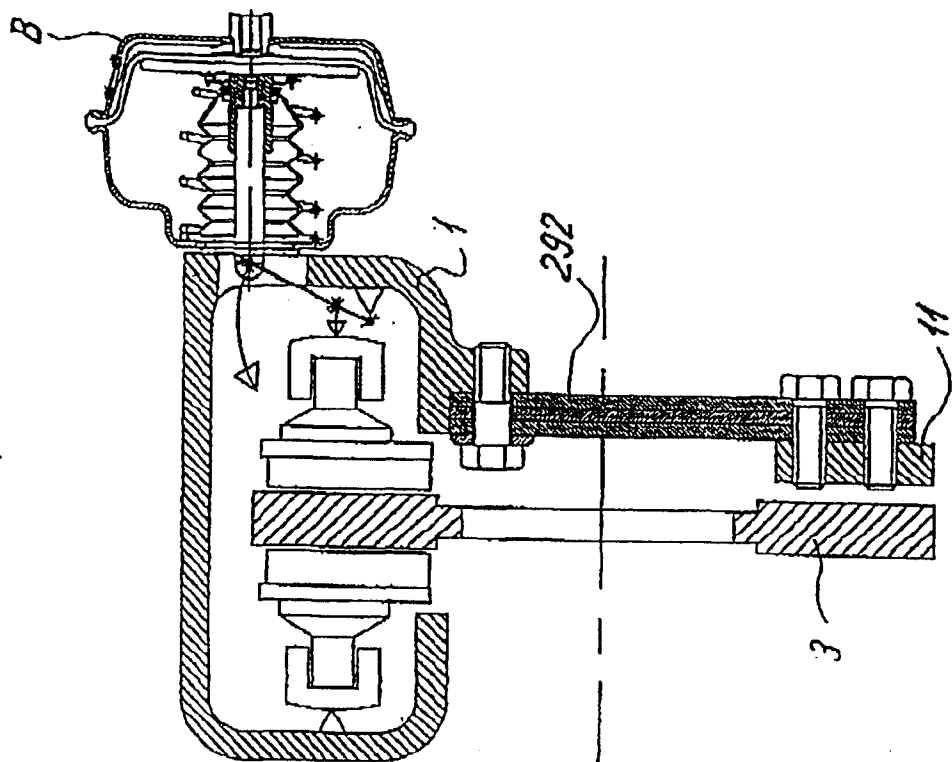


图 20g

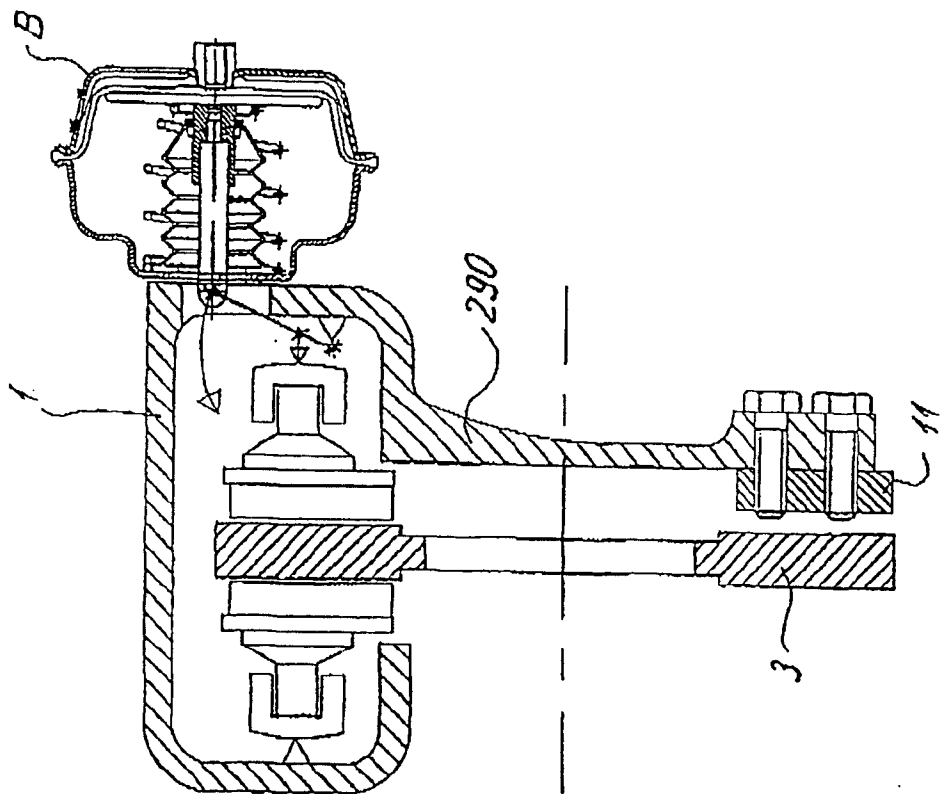


图21

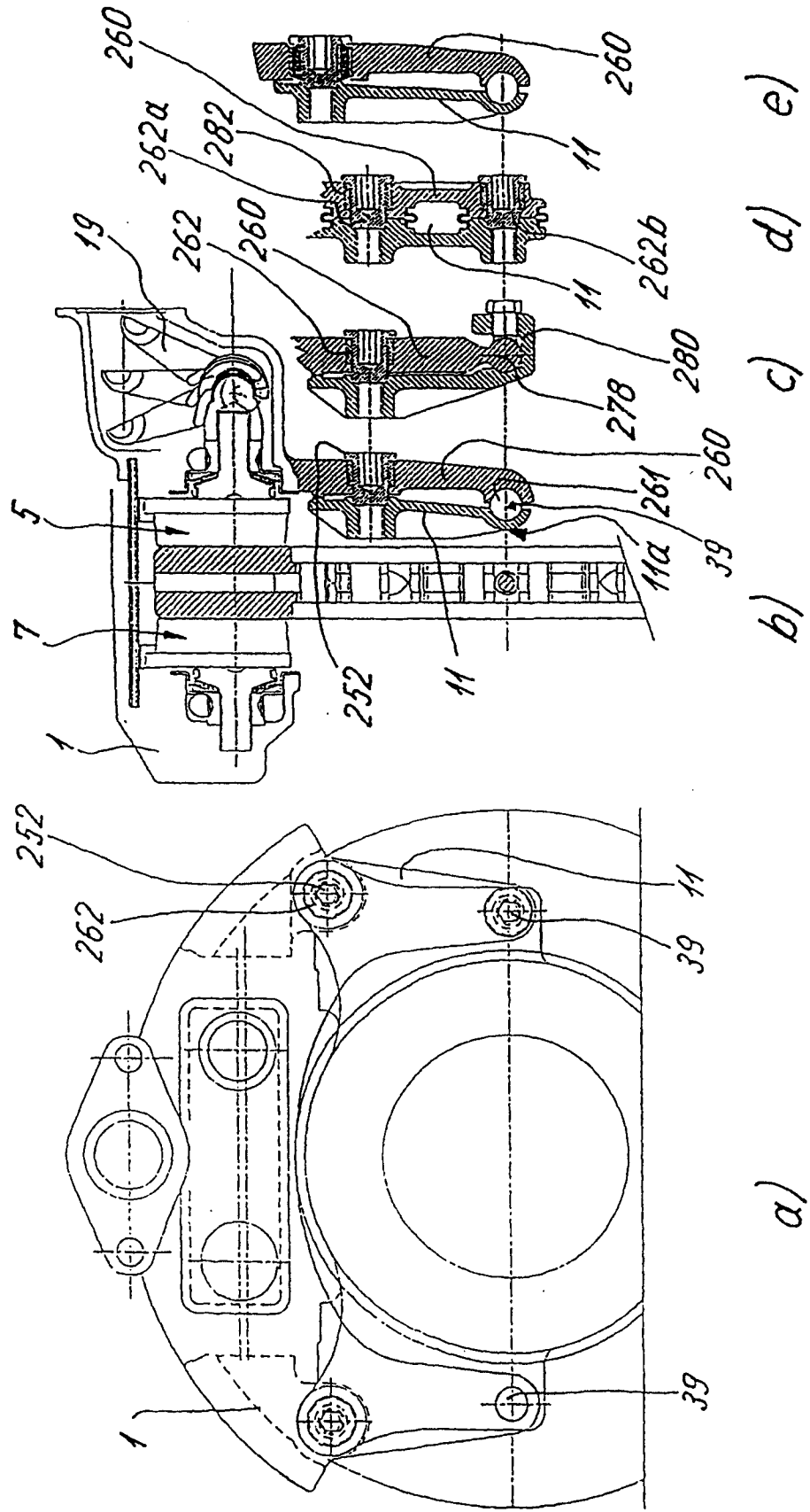
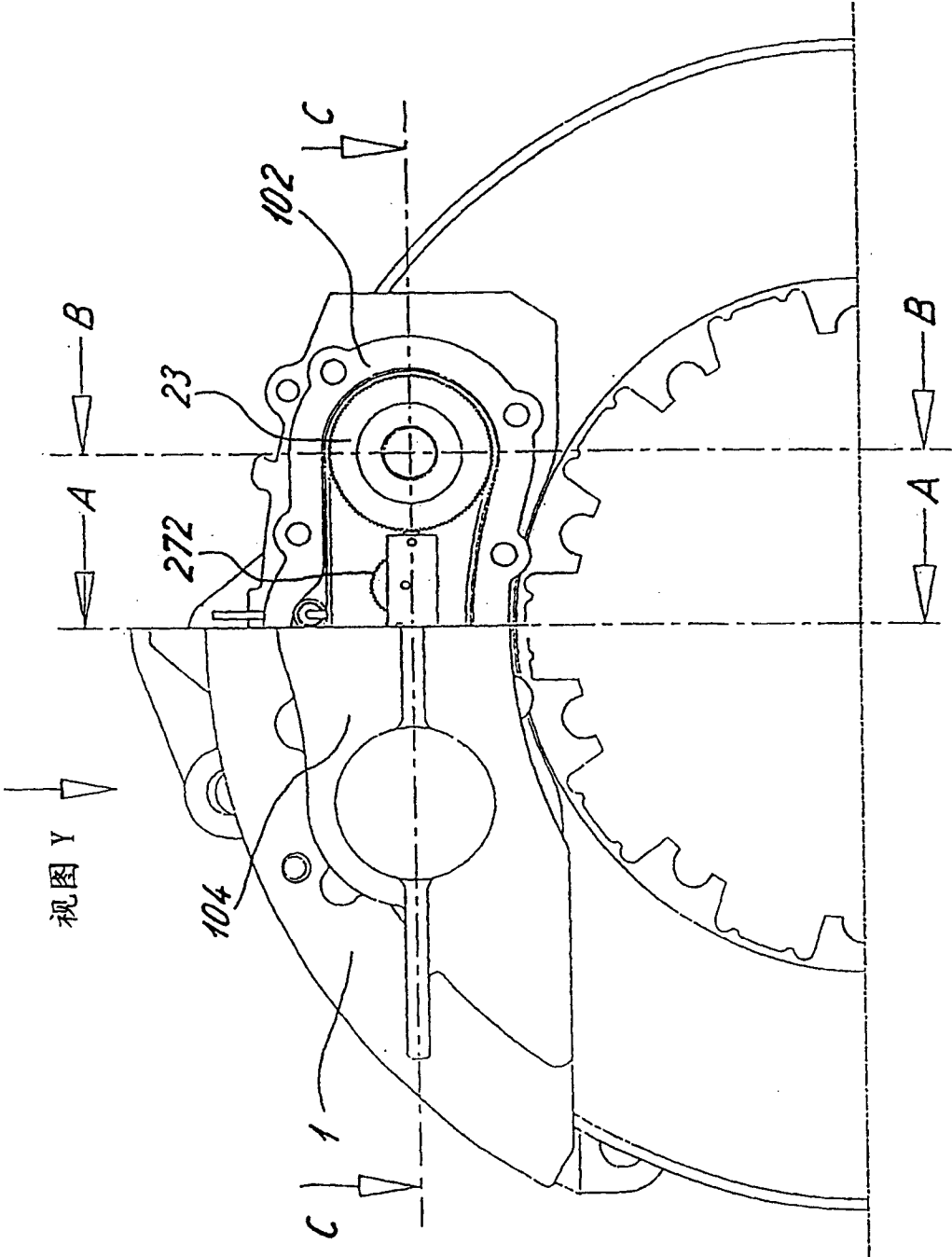
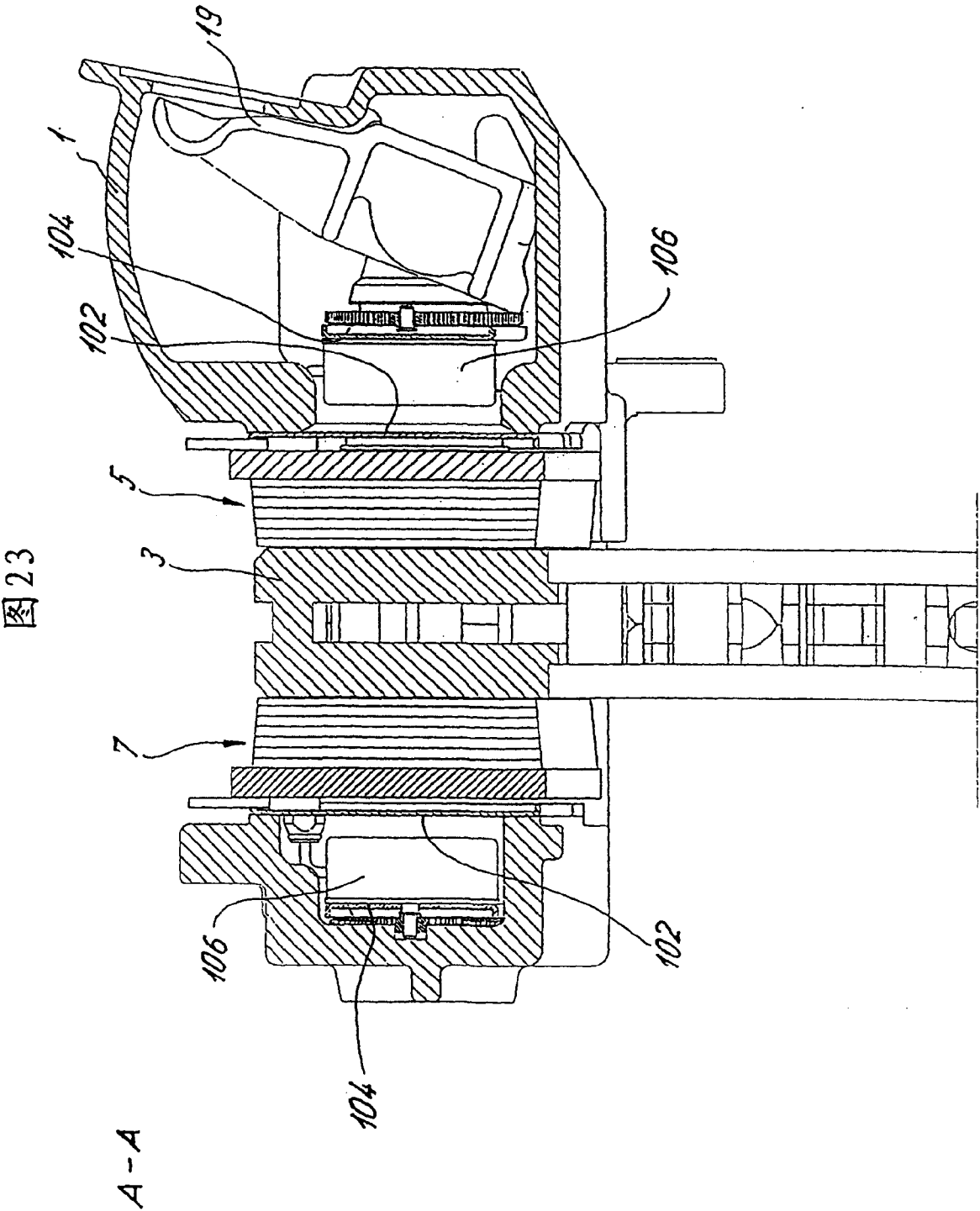
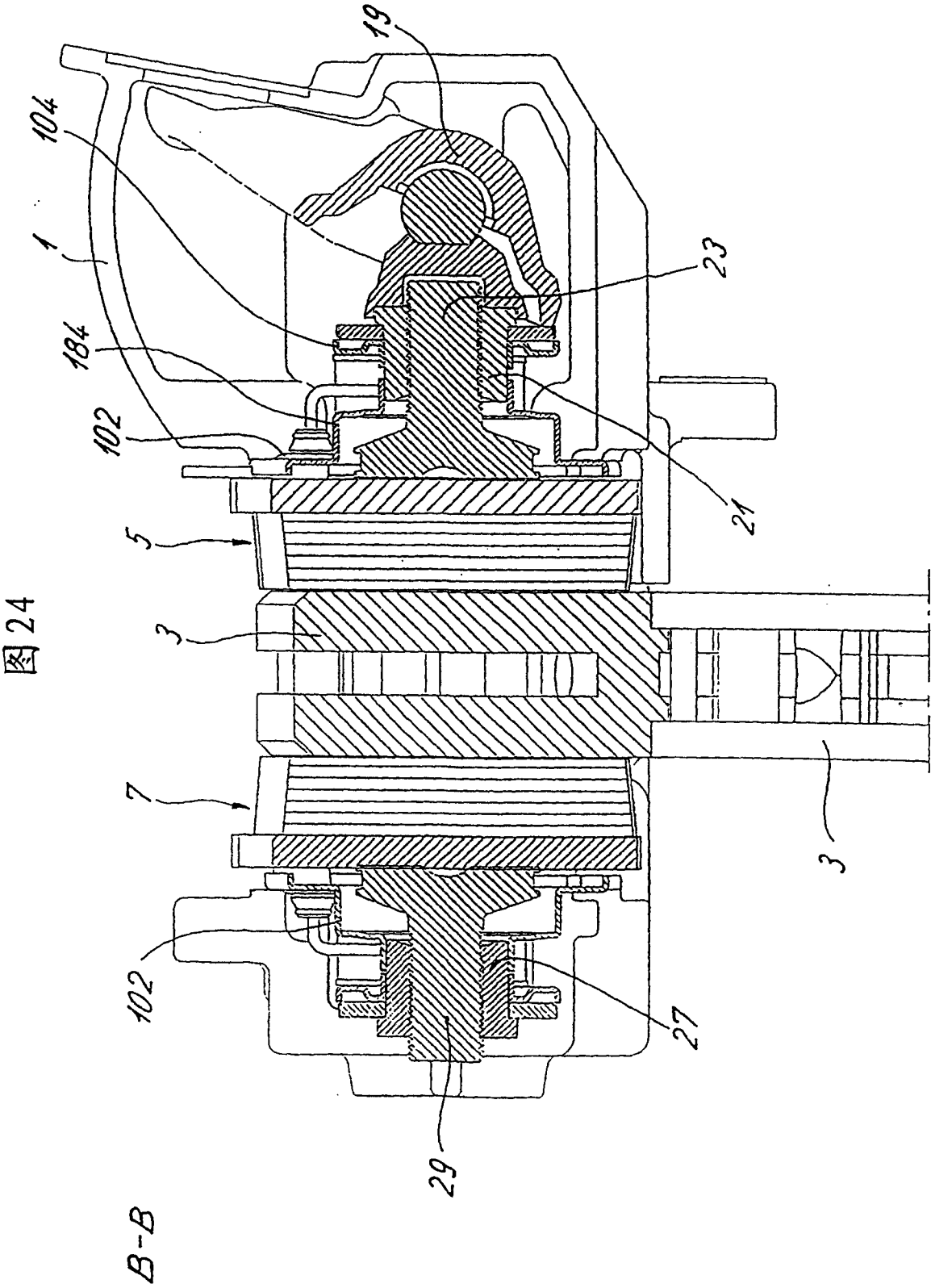


图 22







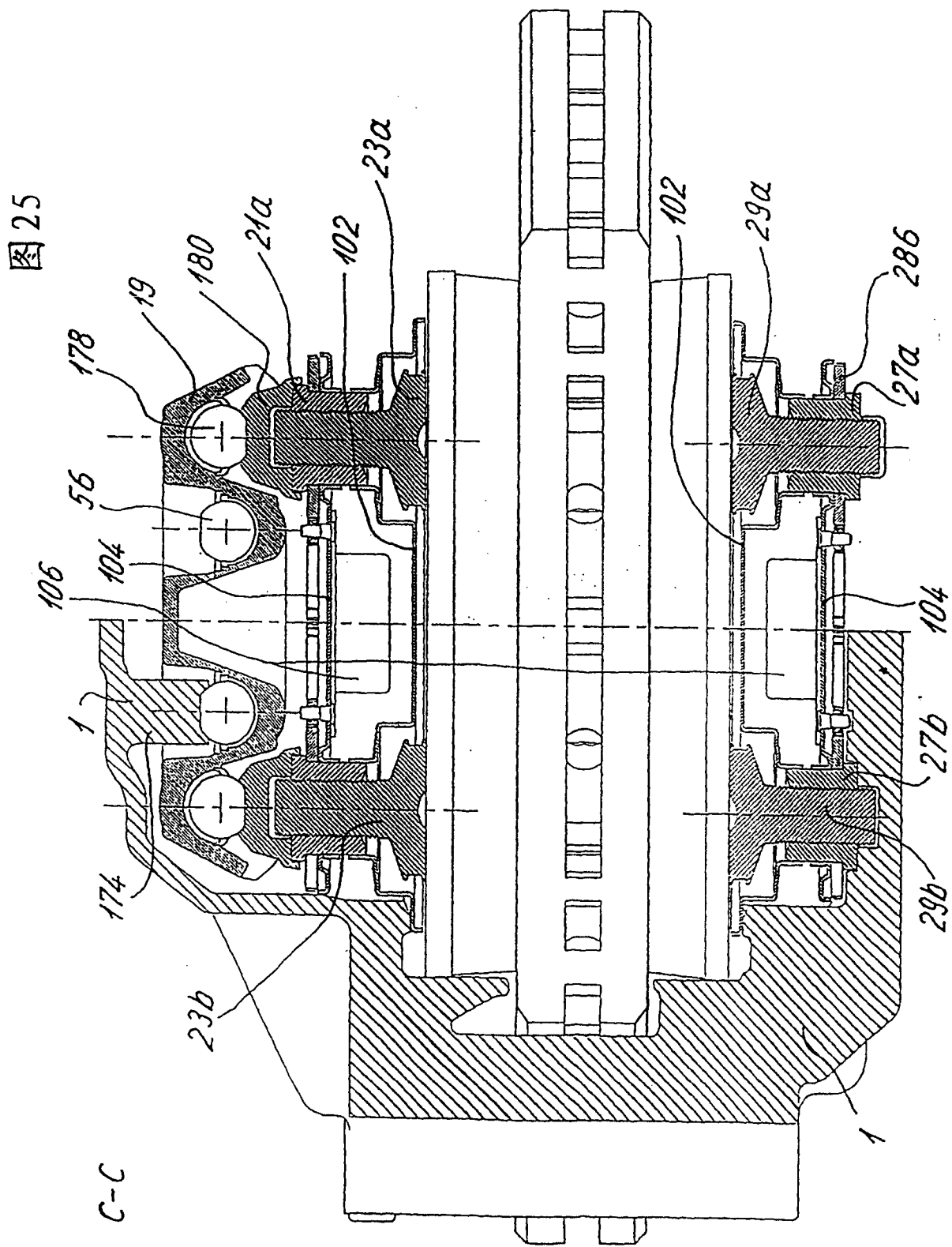
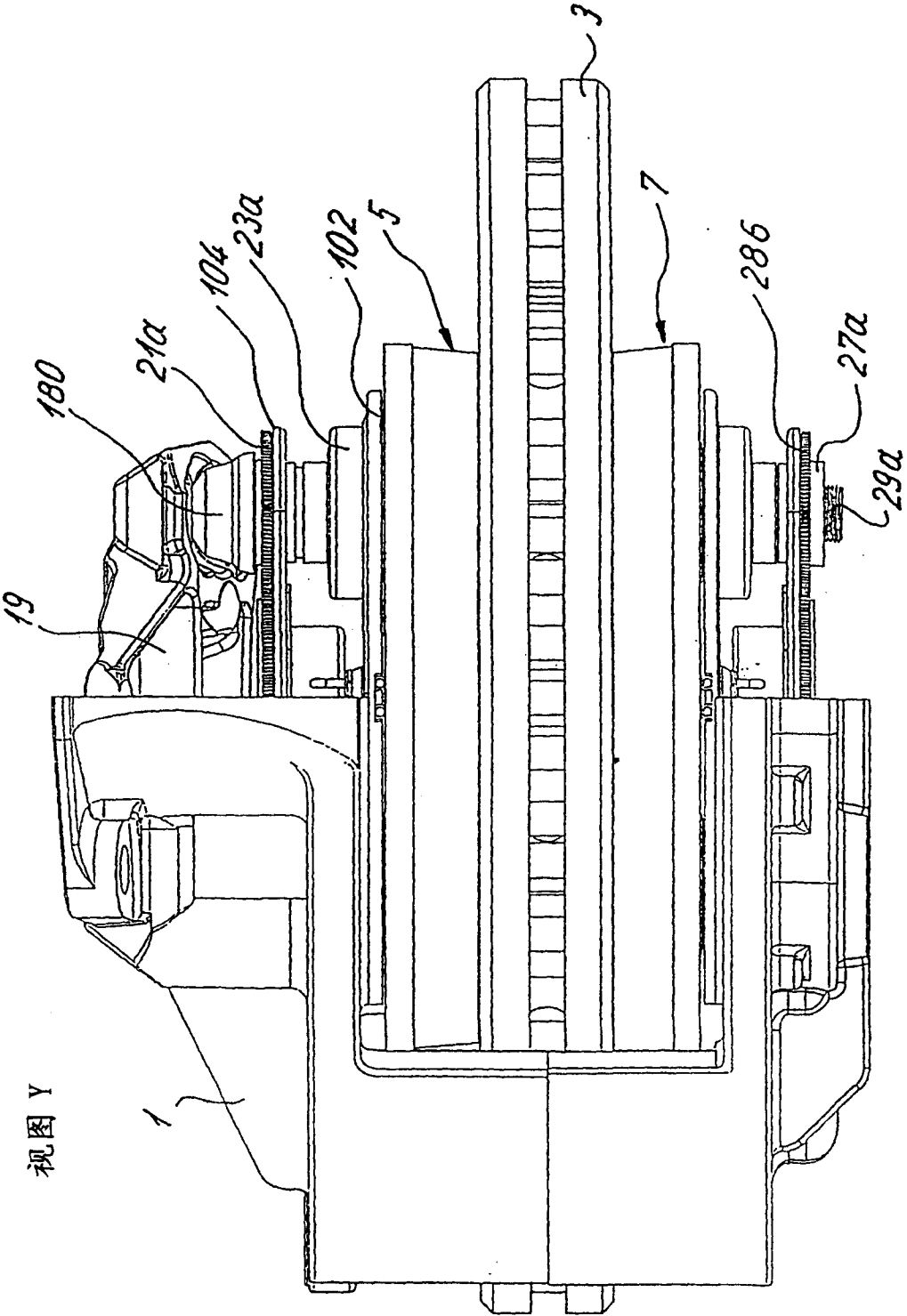


图 26



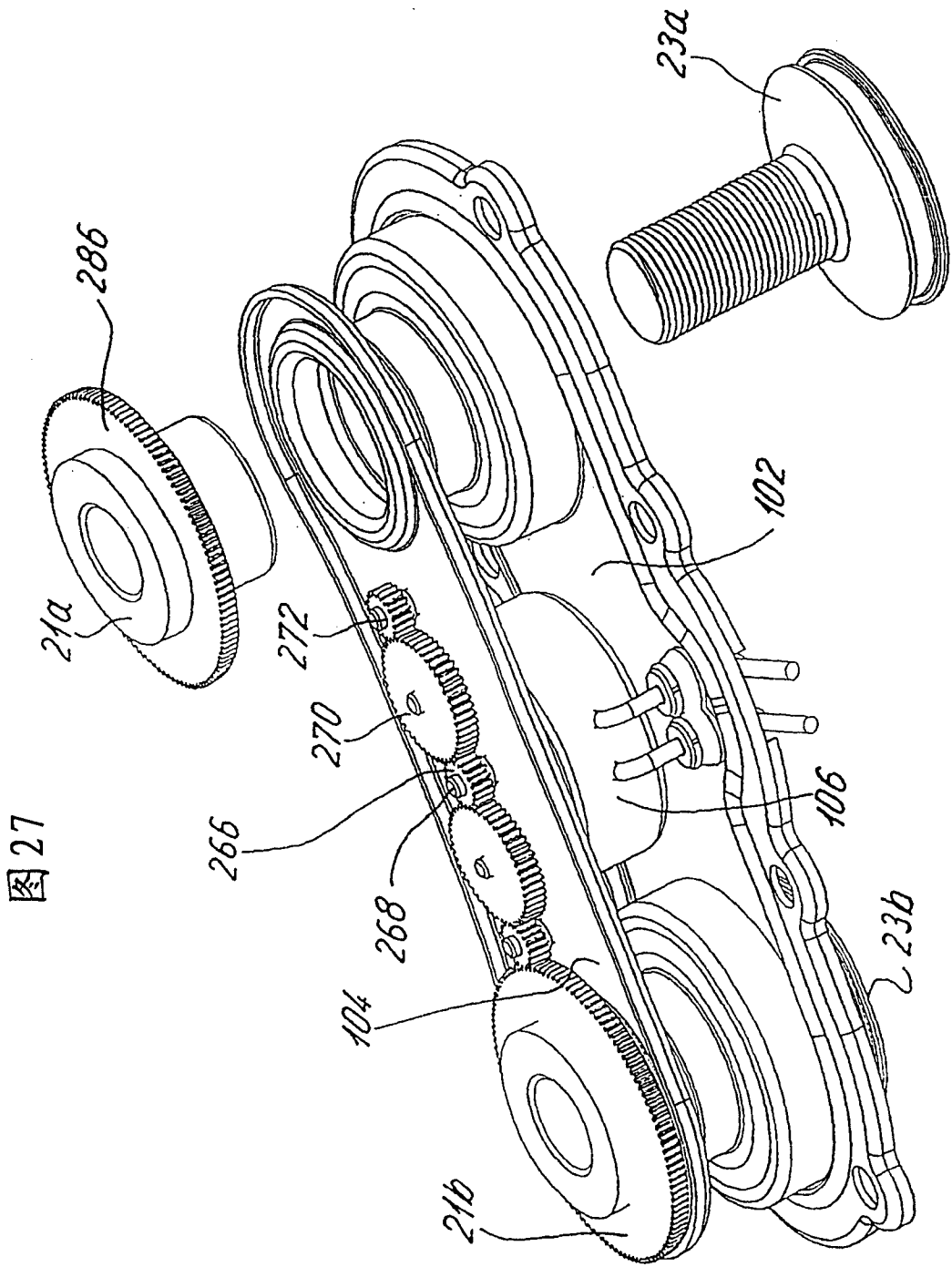


图 27

图28

