



# [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 95196429.1

[43]公开日 1997年12月10日

[11] 公开号 CN 1167466A

[22]申请日 95.11.25

[30]优先权

[32]94.11.25[33]DE[31]P4441956.2

[32]94.11.25[33]DE[31]P4441957.0

[32]94.11.25[33]DE[31]P4441958.9

[32]94.11.25[33]DE[31]P4441959.7

[32]94.12.31[33]DE[31]P4447313.3

[86]国际申请 PCT/EP95/04653 95.11.25

[87]国际公布 WO96/16847 德 96.6.6

[85]进入国家阶段日期 97.5.26

[71]申请人 ITT欧洲自动车股份公司

地址 联邦德国法兰克福

[72]发明人 阿尔弗雷德·埃克特

斯特凡·A·德鲁姆

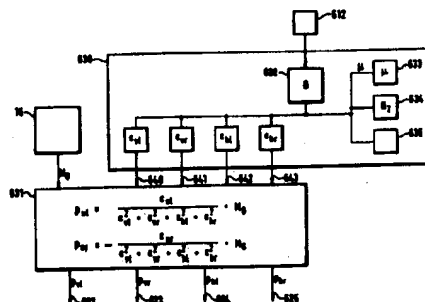
[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标  
事务所  
代理人 王以平

权利要求书 2 页 说明书 50 页 附图页数 24 页

[54]发明名称 机动车辆的制动设备

[57]摘要

一种具有至少两个车轮的机动车辆的制动设备，至少一部分车轮安装有制动装置，分别属于每个车轮的制动装置可彼此无关地被操纵，安装有一控制装置，根据可供其利用的输入数据确定应施加给制动装置的各制动力矩，并向制动装置发出相应的控制命令，安装有用于测量转向角，给出一个表征转向角的参量的装置，安装有用于确定足以抑制不希望有的偏航角和/或偏航角速度和/或偏航角加速度的绕车辆垂直轴的附加偏航力矩，并向控制装置输出一相应数值的装置，其中，控制装置为每个安装有制动装置的车轮确定一个系数，并且从附加偏航力矩和各加权系数计算出每个车轮的制动力矩。



## 权 利 要 求 书

---

1.一种具有至少两个车轮的机动车辆的制动设备，至少一部分车轮安装有制动装置，分别属于每个车轮的制动装置可彼此无关地被操纵，

安装有一控制装置，根据可供其利用的输入数据确定应施加给制动装置的各制动力矩，并向制动装置发出相应的控制命令，

安装有用于测量转向角，给出一个表征转向角的参量的装置，

安装有用于确定足以抑制不希望有的偏航角和/或偏航角速度和/或偏航角加速度的绕车辆垂直轴的附加偏航力矩，并向控制装置输出一相应数值的装置，

其中，控制装置为每个安装有制动装置的车轮确定一个系数，并且从附加偏航力矩和各加权系数计算出每个车轮的制动力矩。

2.如权利要求1所述的制动设备，其特征在于，安装有用于测量在车辆行驶过程中改变的或随使用车辆的不同次数而改变的其他参量的装置，将相应的参量输入控制装置，控制装置在确定车轮系数时利用这些参量。

3.如权利要求2所述的制动设备，其特征在于，所述其他装置中的一个可获得轮胎和路面之间的摩擦系数。

4.如权利要求2所述的制动设备，其特征在于，所述其他装置中的一个可获得车辆的重量。

5.如权利要求2所述的制动设备，其特征在于，所述其他装置中的一个可获得轴向载荷分布。

6.如权利要求1所述的制动设备，其特征在于，在控制装置中存有与车辆有关的数值，在确定所述系数时参考这些数值。

7.如权利要求1所述的制动设备，其特征在于，在控制装置中安装有用于存储与制动装置有关的数值的存储器，在确定所述系数时参考这些数值。

8.如权利要求1所述的制动设备，其特征在于，所述加权系数是这样从各系数确定出来的：各系数除以所有系数的平方和。

9.如以上权利要求中任一项所述的制动设备，其特征在于，制动装

置通过液压手段建立制动力矩，这样来定义所述各系数，使得被施加的压力可直接确定。

10.如权利要求8所述的制动设备，其特征在于，各车轮制动装置的制动力矩或制动压力是通过相应的加权系数与附加偏航力矩之间的积确定的。

11.如权利要求1所述的制动设备，其特征在于，所述各系数是由一个与转向角无关的第一数值和一个由转向角确定第二数值构成的。

12.如权利要求11所述的制动设备，其特征在于，所述第二数值 ( $h_r, h_l$ ) 由车辆重心和相应车轮的当时车轮平面之间的距离确定。

13.如权利要求12所述的制动设备，其特征在于，若所述第二数值为负，则将第二数值 ( $h_r, h_l$ ) 置为0。

## 机动车辆的制动设备

本发明涉及具有多于两个车轮的机动车辆的制动设备。该制动设备包含多个制动装置，分别配给每个车轮。所述制动装置用于向每个车轮施加使车轮转速减小的绕车轮轴的力矩。该力矩在下文中称作车轮制动力矩。车轮转速减小的结果是在车轮与路面之间产生作用力，该力称为制动力。该制动力又导致了绕车轴垂直轴的转动力矩（偏航力矩（Giermoment））。作用于每个车轮上的制动力分别产生一偏航力矩分量，通常情况下这些分量相抵销，因为各力臂的方向不同。在对直行的车辆制动时这种效应是所希望的，因为车辆应保持方向稳定。但已证明，在某些情况下对车辆进行控制以产生绕车辆垂直轴的附加偏航力矩是有意义的，这样，例如可在曲线行驶时防止车辆打滑。这种控制称为行驶稳定控制（FSR）。

为实现这种控制必须测量转向角。转向角表示驾驶员所希望的车辆行驶的曲线轨道。在稳定曲线行驶情况下，车辆应以大约为常数的侧偏角（Schwimmwinkel）和相等的偏航角速度驶过额定轨道。与该侧偏角及偏航角速度之间的偏差必须由驾驶员通过反方向转向来补偿。这并不是总能实现的，尤其是当驾驶员以曲线极限速度行驶时更是如此。在这种情况下，必须对车辆进行有目的制动以向车辆施加一附加偏航力矩，使实际产生的偏航角速度与所希望的值相匹配。

控制器的控制算法已有详细描述，这里不作进一步的说明。

但留下的问题是，如何以适当的方式通过有目的地施加制动力来实现由控制算法算得的附加偏航力矩。

现在的车辆通常安装液压盘式制动器或圆筒制动器。因此，所述任务就是为每个车轮的制动装置确定一个制动压力。对于液压制动器来说，就是确定每个车轮制动器的制动压力。为此，需实现的绕垂直轴的力矩应以尽可能小的作用于单个制动器上的压力，即尽可能小的作用于

单个车轮的制动力来实现。因此，本发明提出为每个车轮确定一个系数  $C_{xx}$ ，并且根据将要产生的车辆偏航力矩和各个加权系数确定每个车轮的制动力。

这里，每个系数确定制动装置中的制动压力和作用在该车轮上的制动力占附加偏航力矩的份额之间的关系。

如上所述，尤其是对基于液压制动的制动装置来说，应这样来确定所述系数：可直接计算每个车轮制动器的制动力。系数的加权这样来进行：每个系数除以所有系数的平方和。这样加权的系数在考虑符号的情况下确定各制动压力和附加偏航力矩的关系。

确定单个系数所需参量在车辆行驶期间，或在使用车辆的不同次数之间是变化的。尤其是这些参量：

- 转向角
- 轮胎与路面间的摩擦系数
- 车辆质量
- 轴向载荷分布

计算所述系数时输入的随车辆和制动器的不同而改变的参量对例如盘式制动装置来说为：

- 制动活塞的面积
- 每个车轮制动器的活塞的数目
- 盘与制动块的摩擦系数（在制动过程中例如可通过衰落而改变）
- 有效摩擦半径与动态轮胎半径的比
- 制动器的效率。

上述建议的计算方法的优点是，可很快地从给定的附加偏航力矩计算出相应的制动力。若上述参数在行驶过程中改变，则这种改变通过改变上述系数对制动力的计算产生影响。

所述系数与一些输入参量存在线性关系，而首先所述系数与转向角的关系是非线性的。

但已证明，对单个系数和转向角之间关系的线性化的估算可给出足够好的结果。

下面首先说明确定附加偏航力矩的方法。第3部分“分布逻辑”描

述本发明的实施方式。

行驶稳定控制系统

## 1. 行驶稳定控制系统 (FSR) 的一般结构

行驶稳定控制系统 (FSR) 的概念包括通过向单个的车轮制动器施加可预定的压力并通过向驱动马达施加作用从而影响车辆的行驶性能的四个原理。这里涉及到在制动过程中防止车轮抱死的制动滑移控制 (ABS)，防止主动轮滑转的驱动打滑控制 (ASR)，调节车辆前后轴间制动力关系的电子制动分布 (EBV) 控制，以及在车辆曲线行驶时保证车辆稳定状态的偏航力矩控制 (GMR)。

这里所说的车辆是指装备有液压制动装置的四轮机制车辆。可通过踏板操纵的主缸由驾驶员在液压制动装置中造成制动压力。每个车轮分别有一个带有输入阀和输出阀的制动器。车辆制动器通过输入阀与主缸相连，而输出阀则导向一个无压力或低压力的容器。最后还有一辅助压力源，它可以与制动踏板的位置无关地在车轮制动器中产生压力。用电磁方法操纵输入阀和输出阀从而调节车轮制动器中的压力。

为获取车辆行驶的动力学状态，安置有 4 个转速传感器（每个车轮一个），一个偏航速度测量仪，一个横向加速度测量仪，以及至少一个用于测量由制动踏板产生的制动压力的压力传感器。如果这样来安置辅助压力源，使由驾驶员产生的制动压与由辅助压力源产生的不能区别，也可用踏板行程仪或踩踏力仪代替压力传感器。

使用多个传感器的优点是可实现回落方案 (Fall-back-Loesung)。这是指当传感器的一部分发生故障时，只关闭与所述部分有关的控制组成部分。例如，若偏航速度测量仪发生故障，虽不能进行偏航力矩控制，但 ABS，ASR 和 EBV 功能仍然有效。这样，行驶稳定控制只限于其余的三种功能。

行驶稳定控制应这样来影响车辆的运行状况，使驾驶员在紧急情况下能较好地控制车辆，或者预先避免紧急情况的发生。这里紧急情况是

指不稳定的行驶状况，在极端情况下驾驶员的驾驶失灵。因此行驶稳定控制的功能是在这种情况下，在物理极限内使驾驶员能获得所希望的车辆行驶性能。

对于制动滑移控制、驱动滑动控制和电子制动力分布控制来说轮胎在路面上的纵向打滑率具有主要意义，而对于偏航力矩控制来说还需考虑其他参数，例如偏航角速度 $\dot{\psi}$ 。

为说明偏航力矩控制可运用不同的车辆参考模型。最简单的方法是采用单轨模型来计算，即两个前轮和两个后轮分别用位于车辆纵轴上的一个轮子来表示。若采用双轨模型计算较为复杂。但由于双轨模型也考虑了质点的侧向移动（摆动），计算结果比较准确。

对于单轨模型，状态空间中的系统方程为

F1.1

$$\dot{\beta} = c_{11} \frac{\beta}{v} - \dot{\psi} + c_{12} \frac{\dot{\psi}}{v^2} + c_{13} \frac{\delta}{v}$$

F1.2

$$\dot{\psi} = c_{21} \beta + c_{22} \frac{\dot{\psi}}{v} + c_{23} \delta$$

侧偏角（Schwimmwinkel） $\beta$ 和偏航角速度 $\dot{\psi}$ 表示系统的状态参量。转向角（Lenkwinkel） $\delta$ 表示作用于车辆的输入参量，由此车辆获得偏航角速度 $\dot{\psi}$ 作为输出参量。模型系数 $C_{ii}$ 由下式给出：

F1.3

$$\begin{aligned} C_{11} &= -\frac{C_h + C_v}{m} & C_{12} &= \frac{C_h l_h - C_v l_v}{m} \\ C_{13} &= \frac{C_v}{m} & C_{21} &= \frac{C_h l_h - C_v l_v}{\Theta} \\ C_{22} &= -\frac{C_h l_h^2 + C_v l_v^2}{\Theta} & C_{23} &= \frac{C_v l_v}{\Theta} \end{aligned}$$

这里 $C_h$ 和 $C_v$ 分别表示后轴和前轴处由轮胎弹性、车轮悬架弹性和转向弹性所产生的刚度。 $l_h$ 和 $l_v$ 分别表示后轴和前轴离开车辆重心的距离。 $\Theta$ 表示车辆的偏航惯性矩，即车辆关于其垂直轴的惯性矩。

在该模型中不考虑纵向力和重心移位。该近似方法只对小角速度有效。该模型的精度随曲线半径的减小和速度的增加而减小。但对此的计算花费是可概览的。对单轨模型的进一步描述参见 Adam Zomotor 的书“ Fahrwerktechnik: Fahrverhalten ”，Vogel 出版社，Wurzburg, 1987。

DE - 4030704 A1 提出了一种车辆的双轨模型，其精度高于单轨模型。这里也由偏航角速度 $\dot{\psi}$ 和侧偏角 $\beta$ 构成状态参量。但在应用双轨模型时必须考虑到必须具有非常大的计算能力以在足够短的时间内进行控制调节。

下面结合 29 个附图说明这种行驶稳定控制系统的构成。

- 图 1 为行驶稳定控制系统整体结构的电路框图；
- 图 2 为偏航力矩控制器的结构的电路框图；
- 图 3 为确定行驶状态，如曲线行驶的流程圖；
- 图 4 和图 5 表示确定路面摩擦系数的流程图，其中图 5 插入图 4；
- 图 6 和图 8 为以不同方法描述确定侧偏角速度和侧偏角的实际值的组合方法的电路框图；
- 图 7 表示用于由运动学的观察直接确定侧偏角速度的电路框图，作为图 6 中的组合方法的一部分；
- 图 9 为行驶稳定控制的控制电路，车辆的计算模型依据行驶速度而改变；
- 图 10 和图 11 是表示出车辆的斜向运动角度与单轮的侧偏角和速度矢量之间的关系图；
- 图 12 至图 15 是用于行驶稳定控制的控制电路的电路框图，其中在比较器中相互比较的参量表示偏航角速度的导数；
- 图 16 是用于测定方向稳定性的控制电路，这里压力梯度和/或车辆制动器的阀开关时间用作控制参数；
- 图 17 是用于说明用于计算附加偏航力矩的控制器的电路框图；
- 图 18 是用于说明一低通滤波器的电路框图；
- 图 19 是用于计算校正的偏航角速度额定值的流程图；
- 图 20 是用于计算校正的附加偏航力矩的框图；
- 图 21 是一机动车辆的示意图；
- 图 22 是用于说明分布逻辑的电路框图；
- 图 23 表示一机动车辆的示意图和已转向的转向轮上施加的力；
- 图 24 是表示侧向力系数和纵向力系数与车轮滑动之间的关系曲线图；
- 图 25A , B 是说明机动车辆的欠控制和过控制时行驶状况的示意图；
- 图 26 是分布逻辑中的判断逻辑的流程图；
- 图 27 是用于计算输入阀和输出阀的开关时间的电路框图；
- 图 28 是用于说明一次计算内的时间间隔的图；

图 29 是表示确定车轮制动压力的原理的电路框图。

现在结合图 1 说明行驶稳定控制的一般流程。

车辆构成所谓的调节对象：

车辆 1 构成所谓的调节对象：由驾驶员给出的参量驾驶员制动力  $P_{\text{驾驶员}}$  和转向角  $\delta$  作用于车辆 1。在车辆 1 测量由此产生的参量马达实际力矩  $M_{\text{Motist}}$ ，横向加速度  $a_{\text{quer}}$ ，偏航角速度  $\dot{\psi}$ ，车轮转速和例如车轮制动器压力的液压信号。为分析这些信号，FSR 装置具有四个电子控制器 7、8、9 和 10，分别用于防抱死系统 ABS、驱动打滑控制系统 ASR、电子制动力分布系统 EBV 和偏航力矩控制系统 GMR。ABS7、ASR8 和 EBV9 的电子控制器可无改变地相应于现有技术。

车轮转速信号分别引向反抱死系统 7、驱动打滑控制系统 8 和电子制动力分布系统 9 的控制器。此外，驱动打滑控制系统的控制器 8 还得到当时的马达力矩的数据，即实际马达力矩  $M_{\text{Motist}}$ 。该信息也输向偏航力矩控制系统 GMR 的控制器 10。此外，该控制器还从传感器得到车辆的横向加速度  $a_{\text{quer}}$  和偏航角速度  $\dot{\psi}$  的数据。由于反正在 ABS 的控制器 7 通过车轮的单个车轮转速计算车辆参考速度  $v_{\text{Ref}}$ ，据此可确定车轮中的某一个的过量制动滑移，因此在 GMR 控制器 10 中不再计算该参考速度，而是从 ABS 控制器 7 获取。在哪里计算车辆参考速度或者是否为偏航力矩控制再进行一次计算，对偏航力矩控制来说差别不大。对于例如车辆的纵向加速度  $a_{\text{long}}$  也是如此。该数值相应地也可在 ABS 控制器 7 中计算而传向 GMR 控制器 10。而这对于路面摩擦系数  $\mu$  的确定却受到限制，因为与防抱死控制系统相比偏航力矩控制系统需要较精确的摩擦系数。

所有四个 FSR 的电子控制器，即 GMR10、ABS7、ASR8 和 EBV9 的控制器，平行工作并根据其各自的控制策略彼此无关地给出每个车轮的制动力预定参数  $P_{\text{GMR}}$ 、 $P_{\text{ABS}}$ 、 $P_{\text{ASR}}$  和  $P_{\text{EBV}}$ 。

此外，ASR 控制器 8 和 GMR 控制器 10 平行地计算出马达力矩的预定值  $M_{\text{ASR}}$  和  $M_{\text{StellM}}$ 。

GMR 控制器 10 按下述方法确定每个车轮制动器压力的压力预定值  $P_{\text{GMR}}$ ：

如果相应的制动操作产生一附加偏航力矩  $M_G$ ，GMR 控制器 10 首先计算该力矩，该力矩导致曲线行驶中车辆状态的稳定。该力矩  $M_G$  传向一个分布逻辑电路 2，该逻辑电路也可作为 GMR 控制器 10 的一部分。此外，该分布逻辑电路 2 还接入可通过驾驶员制动力  $P_{\text{驾驶员}}$  识别出的表示可能有的驾驶员要车辆减速的愿望的信息。分布逻辑电路 2 从预定的偏航力矩  $M_G$  和驾驶员制动压力为车轮制动器计算出偏航力矩控制制动压力  $P_{\text{GMR}}$ ，该数值对不同的车轮可能有很大差别。该偏航力矩控制制动压力  $P_{\text{GMR}}$  与为功能优化而由 ABS、ASR 和 EBV 的控制器 7、8 和 9 计算的预定值一起输给车轮制动压力的优先电路 3。该优先电路 3 在考虑驾驶员愿望的情况下确定额定车轮压力  $P_{\text{soll}}$ ，以达到最佳的行驶稳定控制。该额定压力可以表示所述四个控制器所产生的压力预定值中的一个，或者是它们的叠加。

可用与确定车轮制动压力相似的方法确定马达力矩。ABS 和 EBV 只作用于车轮制动器，而 GMR 和 ASR 也对马达力矩起作用。分别由 GMR 控制器 10 和 ASR 控制器 8 计算的马达力矩的值  $M_{\text{StellM}}$  和  $M_{\text{ASR}}$  在优先电路 4 中得到分析并由此得到一额定力矩。  $M_{\text{soll}}$  也可以取相应于上述两个控制器计算的预定值中的一个。

现在就可根据计算出的车轮制动压的额定值  $P_{\text{soll}}$  和马达力矩的额定值  $M_{\text{soll}}$  对制动器和马达施加作用，从而实现方向稳定的控制。压力控制系统 5 还接入表示车轮制动压力实际大小的液压信号或数值。压力控制系统 5 由此产生阀信号，传向车辆 1 的单个车轮制动器的控制阀。马达控制系统 6 根据  $M_{\text{soll}}$  的值控制车辆驱动马达，由此又产生改变的实际马达力矩。这样，FSR 装置的四个电子控制器 7、8、9 和 10 又分别有了新的输入参量。

## 2. 偏航力矩控制器 (GMR) 的结构

图 2 中的电路框图说明了在 GMR 控制器 10 内如何为分布逻辑 2 确定附加偏航力矩  $M_G$ 。这里作为输入参量接入转向角  $\delta$ ，由 ABS 控制器 7 输出的车辆参考速度  $v_{\text{Ref}}$ ，测得的横向加速度  $a_q$  和测得的偏航角速度  $\dot{\psi}$ 。车辆参考速度  $v_{\text{Ref}}$  通过滤波器 17，该滤波器 17 在低速时给出一个大于 0 的常数值，以使在下面的计算中分数的分母不为 0。  $v_{\text{Ref}}$  的未经滤波的

值只传送给启动逻辑电路 11，该逻辑电路识别出车辆静止状态。

如果假定当经滤波的车辆参考速度  $v_{\text{RefFil}}$  取其最小常量值时车辆处于静止状态，则可取消这种通过启动逻辑电路 11 对车辆参考速度  $v_{\text{Ref}}$  的直接获取。

GMR 控制器存有车辆参考模型 12，它根据转向角  $\delta$ ，经过滤的车辆速度  $v_{\text{RefFil}}$  和测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  计算偏航角速度的改变  $\Delta \dot{\psi}_{\text{Mess}}$  的值。

为使所述值保持在物理上可能的范围，所述计算还需要路面摩擦系数  $\mu$ ，它在摩擦系数和状态识别电路 13 中作为估算值  $\mu$  被计算。若在防抱死控制部分计算的摩擦系数足够精确，则也可运用后者。或者也可以在 ABS 控制器 7 中利用在 GMR 控制器 10 中计算的摩擦系数。

摩擦系数和状态识别电路 13 计算所需的量为经滤波的参考速度  $v_{\text{RefFil}}$ ，测得的车辆横向加速度  $a_{\text{quer}}$ ，测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  和转向角  $\delta$ 。

状态识别区别不同的情况，如直行，拐弯，倒车和车辆静止。若经滤波的车辆参考速度  $v_{\text{RefFil}}$  取其常量最小值，则认为车辆处于静止状态。这样可将该信息传向启动逻辑电路 11，取代未滤波的车辆参考速度，用于识别车辆静止状态。识别倒车的依据是，对于给定的转向角  $\delta$ ，倒车时的偏航角速度  $\dot{\psi}$  与正向行驶时的方向相反。为此将测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  与车辆参考模型 12 给出的额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  进行比较，如果符号总是相反，并且两曲线的时间导数也是这样，则车辆是在倒车，因为  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  总是为车辆前行而计算的，这是因为所使用的转速传感器未获得关于车轮旋转方向的信息。

最后，根据经滤波的车辆参考速度  $v_{\text{RefFil}}$ ，测得的车辆横向加速度  $a_{\text{quer}}$  和测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  确定动力学侧偏角速度，即进行动力学  $\dot{\beta}$  确定 14。

为了除去在侧偏角急剧变化时出现的峰值，计算的侧偏角速度的值通过一级低通滤波器 15，后者将侧偏角速度的估算值  $\hat{\beta}$  继续传向启动逻辑电路 11 和用于偏航力矩控制规律转换的程序 16。程序 16 此外还运用

偏航角速度的改变量 $\Delta\dot{\psi}$ ，它是测得的偏航角速度 $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$ 和根据车辆参考模型 12 算得的额定偏航角速度 $\dot{\psi}_{\text{soll}}$ 之间的差。由此计算出车辆的附加偏航力矩  $M_G$ ，该力矩应通过制动压力被传输。

程序 16 是持续工作的，以时刻将控制参量准备好。但该控制力力矩是否传送给图 1 中所示的分布逻辑电路 2 则由启动逻辑 11 决定。

启动逻辑电路 11 不仅接收未滤波的车辆参考速度值  $v_{\text{Ref}}$  以及如上所述的侧偏角速度的值  $\hat{\beta}$ ，而且也接收额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  和测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  的绝对偏差  $|\Delta\dot{\psi}|$ ，以及从状态识别电路 13 的信息（在倒车情况下）。

若车辆处于倒车状态，则中断  $M_G$  的传输。如果识别出车辆静止状态，或者估算的侧偏角速度  $\hat{\beta}$  和偏航角速度的改变值  $\Delta\dot{\psi}$  都没有达到需要调节的数值，也将  $M_G$  的传输中断。用于计算马达调节力矩  $M_{\text{StellM}}$  的逻辑电路未作说明。

## 2.1 摩擦系数和状态识别

在图 3、4 和 5 中以流程图的形式描述了摩擦系数和状态识别 13 的逻辑流程。

图 3 的对象是状态识别。使用图示的流程可区别八种不同的行驶状态。

- <0> 车辆静止
- <1> 匀速前行
- <2> 加速前行
- <3> 减速前行
- <6> 倒车
- <7> 匀速转弯
- <8> 加速转弯
- <9> 减速转弯

流程图中的逻辑分支由菱形表示。

从给定的需确定的状态 51 开始，首先在菱形 52 中判断是否是静止状态。若经滤波的车辆参考速度  $v_{\text{RefFil}}$  取其最小值  $v_{\text{min}}$ ，则车辆处于静止

状态，即状态<0>。若  $v_{\text{RefFil}}$  大于  $v_{\text{min}}$ ，在菱形 53 中向状态识别询问前面的结果。

当在两次识别之间没有识别出存在静止状态时，若上次被确定为倒车状态，则车辆继续处于倒车状态。否则在两次识别间在菱形 52 中应识别出状态<0>的存在。

若状态识别的结果不是状态<6>，则在菱形 54 中询问横向加速度  $a_{\text{quer}}$  的绝对值。若该值小于一确定的门限值  $a_{\text{quermin}}$ ，则认为车辆是向前行驶的，即处于状态<1>至<3>。

如果虽然测得的横向加速度  $a_{\text{quer}}$  的绝对值大于门限值  $a_{\text{quermin}}$ ，但菱形 55 中的下一步中识别出转向角  $\delta$  的绝对值小于一门限值  $\delta_{\text{min}}$ ，则同样认为车辆处于状态<1>至<3>。也就是说这里测得的横向加速度存在着测量误差，导致该误差的原因是，横向加速度仪通常固定在车辆横轴上，在路面侧斜时与车辆一起倾斜，导致所显示的横向加速器实际并不存在。

若车辆处于前行状态，则在菱形 59 中考虑纵向加速度  $a_{\text{long}}$ 。如果其绝对值小于门限值  $a_{\text{longmin}}$ ，则认为车辆处于匀速前行状态。但若纵向加速度  $a_{\text{long}}$  的绝对值大于该门限值，则在菱形 60 中判断纵向加速度是正还是负。若  $a_{\text{long}}$  的值大于门限值  $a_{\text{longmin}}$ ，则车辆处于加速前行状态，即状态<2>。若  $a_{\text{long}}$  的值小于门限值  $a_{\text{longmin}}$ ，则只能意味着纵向加速度为负值，即车辆处于减速前行状态，即状态<3>。

若不存在状态<0>至<3>，并且在菱形 55 中确定转向角  $\delta$  的绝对值大于门限值  $\delta_{\text{min}}$ ，则在菱形 56 中询问车辆在这期间是否向后行驶。这里进行倒车的识别是必要的，因为在直行情况下偏航角速度  $\dot{\psi}$  几乎等于 0，这样便不进行控制调节。在识别偏航力矩调节处于工作状态的曲线行驶时，必须保证倒车行驶被排除在外。这仅仅根据车轮转速的信号是不可能的，因为这样的传感器只给出速度的绝对值，而不能给出行驶的方向。

如上所述，通过将测得的偏航角速度  $\dot{\psi}$  与用车辆参考模型 12 算得的额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  进行比较来确定状态<6>。若二者符号相反，并且二者的时间导数即偏航角加速度  $\ddot{\psi}_{\text{Mess}}$  和  $\ddot{\psi}_{\text{soll}}$  的符号也相反，则车辆是在曲线倒车。这样，通过比较偏航角加速度的符号可以排除偏航角速度的相

反的符号不只是由以额定值的计算的时间延迟为条件的相移引起。

若不满足倒车行驶的条件，则车辆是向前曲线行驶。该曲线行驶匀速与否在菱形 57 中进行判断。如上述在菱形 59 和 60 中对直行的判断时一样，在菱形 57 中首先考虑纵向加速度  $a_{\text{long}}$  的大小。若小于门限值  $a_{\text{longmin}}$ ，则是匀速曲线行驶，即状态 <7>。若纵向加速度  $a_{\text{long}}$  的绝对值大于门限值  $a_{\text{longmin}}$ ，则在菱形 58 中进一步判断，纵向加速度  $a_{\text{long}}$  是正还是负。若纵向加速度  $a_{\text{long}}$  为正，则车辆处于加速曲线行驶状态，即状态 <8>，若纵向加速度  $a_{\text{long}}$  为负，则车辆处于减速曲线行驶状态，即状态 <9>。

可采用不同的方法确定纵向加速度  $a_{\text{long}}$ 。例如可通过由 ABS 控制器 7 给出的参考速度  $v_{\text{Ref}}$  来确定，这里应考虑到，这样的参考速度  $v_{\text{Ref}}$  在进行 ABS 控制时可能偏离实际的车辆速度。因此，在 ABS 情况下需对  $v_{\text{Ref}}$  进行校正。若在 ABS 控制器中进行了这样的计算，则也可以直接从那里获得纵向加速度  $a_{\text{long}}$ 。

图 3 所示的状态识别持续地重复进行，其中上一次确定的状态被存储，以在菱形 53 中供利用。

图 4 和图 5 示出了确定路面摩擦系数的可能流程。只有当偏航力矩控制器进行控制时才进行摩擦系数的确定。因为在控制开始时没有估算的摩擦系数，因此在控制开始时使摩擦系数  $\mu = 1$ 。

根据瞬时车辆状态进行偏航力矩控制的出发点是，车辆至少处于不稳定状态的边界附近。这样可通过考虑车辆的实际测量值确定路面摩擦系数的当时值。在开始进行控制时确定的摩擦系数在以后的流程中用作限定额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  以及输出给 GMR 控制规律 16 的偏航角速度的调节量  $\Delta \dot{\psi}$  的基础。在开始调节时进行首次摩擦系数的确定，并结合一个随后的将额定偏航角速度限定在有物理意义的范围内的校正阶段。这里一从原始给定摩擦系数  $\mu = 1$  出发在调节开始时确定最大的摩擦系数  $\hat{\mu}$ ，作为计算附加偏航力矩  $M_G$  的基础。

为此，首先由测得的横向加速度  $a_{\text{quer}}$  和计算得的纵向加速度  $a_{\text{long}}$  计算内摩擦系数  $\hat{\mu}_{\text{int}}$ ，在假定车轮与路面完全附着时该内摩擦系数相应于实际摩擦系数。但必须认识到在调节开始时尚未达到车轮与路面的最大

附着力，因此，借助表格、特性曲线或常量系数为内摩擦系数 $\hat{\mu}_{int}$ 指定一较高的摩擦系数 $\hat{\mu}$ 。然后将该摩擦系数传给控制系统。这样可在下一计算步骤中计算与路面摩擦系数相适应的额定偏航角速度 $\dot{\psi}_{soll}$ ，并改善控制。在对车辆进行偏航力矩调节的过程中也必须对估算的摩擦系数 $\hat{\mu}$ 继续进行校正，因为在调节过程中摩擦系数有可能改变。如果基于在车辆参考模型中对摩擦系数的适应的控制不能被由此产生的偏航角速度的改变的调节量 $\Delta\dot{\psi}$ 所启动，将继续对摩擦系数 $\hat{\mu}$ 进行直至 $T_{\mu End}$ 步的更新。若在该更新阶段还没有开动偏航力矩控制，估算的摩擦系数 $\hat{\mu}$ 重被置为1。

在某些状态下也可不进行估算的摩擦系数 $\hat{\mu}$ 的匹配和更新。这样的状态例如是直线前行，向后行驶或车辆静止，即状态<0>至<4>。这些状态不需要进行偏航力矩调节，因而也不需要进行摩擦系数估算。这样，如果摩擦系数 $\hat{\mu}$ 的时间导数 $\dot{\mu}$ 为负值，而且转向角 $\delta$ 的时间导数的值 $|\dot{\delta}|$ 超出一预定门限值，可不进行摩擦系数的更新。后一种情况的出发点是，横向加速度 $a_{quer}$ 的改变是基于转向角 $\delta$ 的改变而不是基于例如摩擦系数的改变。

此方法计算的摩擦系数通常是所有四个车轮的中间值。用这种方法不能确定每个车轮的摩擦系数。

现结合图4说明确定摩擦系数的方法。在每种车辆状态下，当时的路面摩擦系数在步骤61之后作为车辆状态的参量。为确定所属的摩擦系数首先按照步骤62对测得的横向加速度 $a_{quer}$ 进行滤波。即测得的值被平滑，或者所述曲线经过低通滤波。以使不出现尖峰。步骤63包括了根据图3的状态识别。识别出的行驶状态可用于后来的步骤74中的更新阶段。在菱形64中询问是否有必要进行调节。起始摩擦系数 $\mu = 1$ 首先作为这样的计算的基础。若必须进行调节，则在菱形65中询问，这是否也是上次确定摩擦系数时的状态。如果这里涉及的是首次调节，以前没有对调节的识别，则接着在步骤67首次确定内摩擦系数 $\hat{\mu}_{int}$ 。计算公式如下：

$$F2.1 \quad m\hat{\mu}_{int} = \frac{\sqrt{a_{quer}^2 + a_{long}^2}}{g}$$

其中  $g$  为重力加速度,  $g=9.81\text{m/s}^2$ 。

接着在步骤 68 中将步骤 65 中用到的参数  $\text{reg}_{\text{old}}$  设置为 1。此外将计数参数  $T_{\mu}$  设置为 1, 对应于这样的事实: 已经完成了内摩擦系数  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  的首次确定。在步骤 69 中为计算得的内摩擦系数  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  指定一个估算的摩擦系数  $\hat{\mu}$ 。这是在这样的假定下进行的, 即存在的加速度成分不是基于车轮与路面的完全附着。估算的摩擦系数  $\hat{\mu}$  一般在计算得的内摩擦系数  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  与 1 之间。这样就结束了摩擦系数的确定。

在下次确定摩擦系数时, 如果行驶状态没有改变, 则在菱形 65 中将确定  $\text{reg}_{\text{old}} = 1$ 。这里在后面的过程中也确定一个  $\hat{\mu}_{\text{int}}$ , 来代替上次确定的  $\hat{\mu}_{\text{int}}$ 。不进行在步骤 68 中确定的参数的更新, 因为  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  的更新是在调节过程中进行的。在上次过程中  $\text{reg}_{\text{old}}$  已被设为 1, 并保持不变。已经完成的过程的计数值  $T_{\mu}$  继续保持为 1, 因为它只在不发生调节时才继续计数。如上所述, 借助于表格、非线性关系曲线或常量参数为更新的  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  值指定一个估算的摩擦系数  $\hat{\mu}$ 。

若在一个过程中在菱形 64 中确定不需要进行调节, 则接着在菱形 71 中询问, 用作调节的参数  $\text{reg}_{\text{old}}$  上次是被设置为 0 还是 1。若该参数在上次过程中被设置为 1, 则在菱形 72 中询问过程的计数  $T_{\mu}$ 。若上次过程中进行了调节则  $T_{\mu} = 1$ 。若上上次过程中进行了调节则  $T_{\mu} = 2$ , 依此类推。只要在菱形 72 中  $T_{\mu}$  尚未达到某一  $T_{\mu\text{End}}$ , 就在步骤 73 将它增加 1 并在步骤 74 对内摩擦系数  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  进行重新更新。若在后续过程中达到了  $T_{\mu\text{End}}$  而尚未进行一次调节, 则用于调节的参数  $\text{reg}_{\text{old}}$  又被设置为 0 (75)。使估算的摩擦系数  $\hat{\mu}$  等于输出摩擦系数  $\mu = 1$ 。这样就结束了对摩擦系数  $\hat{\mu}$  的更新阶段。

如果在下次过程中在菱形 64 中又识别出不需要调节, 则在菱形 71 中  $\text{reg}_{\text{old}}=0$ , 在步骤 76 中保持输出摩擦系数  $\hat{\mu} = 1$ 。若在菱形 64 中识别出必须进行调节控制时, 则再进行一次摩擦系数的确定。

图 5 给出了步骤 74 中对内摩擦系数进行更新的判据。从域 77 给出需要更新内摩擦系数  $\hat{\mu}_{\text{int}}$  开始, 在步骤 78 中计算以前估算的摩擦系数  $\hat{\mu}$

或  $\hat{\mu}_{int}$  以及转向角  $\delta$  的时间导数。

若在菱形 79 中识别出车辆既不处于静止状态也不处于直行状态，即车辆处于状态 <6> 至 <9>，则在步骤 80 中分析步骤 78 中得出的结果。只有当下降的摩擦系数不是由转向操作所致，如上所述，就进行摩擦系数的确定。如果车辆处于直行（前行或后行）或静止状态，或者估算的摩擦系数  $\hat{\mu}$  是由转向操作所致，则不进行摩擦系数的更新。

## 2.2 $\hat{\beta}$ 和 $\dot{\beta}$ 的确定

车辆稳定性的量度是居支配地位的侧偏角  $\beta$ ，以及其时间导数侧偏角速度  $\dot{\beta}$ 。下面说明如何确定这些数值。

### 2.2.1 动力学 $\dot{\beta}$ 确定

动力学  $\dot{\beta}$  确定 14 只不过是运用任一个车辆模型，根据测得的量及由测得的量计算的数值，按如下描述用纯物理的方法计算侧偏角速度  $\dot{\beta}$ ：

测量垂直于运动面中的纵轴的车辆重心的加速度  $a_{quer}$ 。车辆的重心以相对于一个惯性系的速度矢量  $\underline{v}$  运动：

#### F2.2

$$\underline{v} = v \begin{bmatrix} \cos(\Psi \cdot \beta) \\ \sin(\Psi \cdot \beta) \end{bmatrix}$$

其中  $\psi$  表示偏航角， $\beta$  表示侧偏角。加速度矢量  $\underline{a}$  是  $\underline{v}$  的时间导数：

#### F2.3

$$\underline{a} = \frac{d}{dt} \underline{v} = \dot{v} \begin{bmatrix} \cos(\Psi \cdot \beta) \\ \sin(\Psi \cdot \beta) \end{bmatrix} + v (\dot{\Psi} \cdot \dot{\beta}) \begin{bmatrix} -\sin(\Psi \cdot \beta) \\ \cos(\Psi \cdot \beta) \end{bmatrix}$$

加速度传感器测得的是加速度矢量在车辆横轴上的投影：

#### F2.4

$$a_{quer} = \underline{a}^T \begin{bmatrix} \sin\Psi \\ \cos\Psi \end{bmatrix}$$

#### F2.5

$$a_{quer} = \dot{v} \sin\beta + v (\dot{\Psi} \cdot \dot{\beta}) \cos\beta$$

通过对三角函数的线性化（ $\sin\beta=\beta$ ； $\cos\beta=1$ ）上述方程可变为

## F2.6

$$\dot{\beta} = \frac{a_{quer}}{v} - \dot{\psi} - \frac{\dot{v}}{v} \beta$$

这样可根据上述微分方程计算侧偏角速度 $\dot{\beta}$ 。被测量除横向加速度外还包括偏航角速度 $\dot{\psi}$ ，车辆速度标量 $v$ 及其时间导数 $\dot{v}$ 。可将以上计算的 $\dot{\beta}$ 进行数值积分来计算 $\beta$ ，这里在第一次确定 $\dot{\beta}$ 时假定 $\dot{v}=0$ 。如果最后一项可忽略，就不必确定 $\beta$ ，这样就简化了计算。

上述计算方法的优点是，侧偏角速度 $\dot{\beta}$ 直接由传感器信号导出，并由此也可在横向动力学的非线性区域进行计算。缺点是该方法的灵敏度由于测量噪声和测量误差的叠加而降低，由此导致侧偏角的确定可能非常不精确。

这一缺点可通过组合基于模型的方法加以克服。图 6 示出了如何通过组合观察者模型（Beobachtermodell）运用动力学方法来原因侧偏角速度 $\dot{\beta}$ ，这部分可用以代替图 2 中用虚线表示的块 18。在这样的模型支持的方法中，转向角 $\delta$ 也作为输入参量，如（图 2 中）虚线箭头所示的那样。通过侧偏角速度 $\dot{\beta}$ 的组合确定方法的互相作用和校正，可以使侧偏角 $\beta$ 的计算更精确，使其也可作为 $\hat{\beta}$ 供调节使用。这（在图 2 中）也用虚线箭头示出。

### 2.2.2 动力学 $\dot{\beta}$ 确定与观察者车辆模型的组合

可用图 6 描述的结构代替图 2 中虚线所示的区域 18。这样不仅可以确定侧偏角速度 $\dot{\beta}$ ，而且也可确定当前的侧偏角 $\beta$ 。

与用纯动力学的计算确定侧偏角速度 $\dot{\beta}$ 相对，这里除动力学 $\dot{\beta}$ 确定 83 外还引入了用以确定车辆状态的观察者车辆模型 84。同用于确定偏航角速度的车辆参考模型 12 一样，转向角 $\delta$ 作为观察者模型 84 的输入参量。经滤波的车辆参考速度 $v_{RefFil}$ 也作为参量接入。可测量的输出参量横向加速度 $a_{quer}$ 和偏航角速度 $\dot{\psi}_{Mess}$ 对动力学 $\dot{\beta}$ 确定 83 来说是必需的，但对观察者车辆模型 84 来说不是这样，该模型原理上可自己得出这些参量。在简单情况下与由 GMR 调节规则计算的附加偏航力矩相等的另一项 $Y$ 表示由控制调节引起的车辆状态的改变。 $Y$ 的作用是使观察者模制

的车辆与真正的车辆具有相同的条件。

除侧偏角速度 $\dot{\beta}_{obs}$ 外观察者模型也给出偏航角加速度 $\ddot{\psi}_{obs}$ 的值。由动力学 $\dot{\beta}$ 确定方法得出的侧偏角速度 $\dot{\beta}$ 在通过低通滤波后乘以加权因子 $k$ ，而由观察者模型得到的侧偏角速度 $\dot{\beta}_{obs}$ 在加上一校正因子后乘以一加权因数 $(1-k)$ ，该校正因子由确定校正参量的因子 $h$ 与测得的偏航角速度的乘积给出。这里 $k$ 总是在0与1之间。没有观察者模型时 $k=1$ 。将两个侧偏角速度相加得到的和积分以得到估算的侧偏角 $\beta$ 。它与动力学侧偏角速度 $\hat{\beta}$ 一起供调节使用。此外，侧偏角 $\beta$ 也提供给动力学 $\dot{\beta}$ 确定部分83和观察者车辆模型84。从观察者车辆模型84计算出的偏航角加速度 $\ddot{\psi}_{obs}$ 也有相似的校正参量。

首先对该偏航角加速度积分以得到偏航角速度，并反馈给观察者模型84，另一方面从测得的偏航角速度 $\dot{\psi}_{mess}$ 中将其减去。所得的差乘以因子 $h_2$ 。该因子确定校正观察者车辆模型84的后续调节步骤的参量，其单位为 $1/s$ 。这样，侧偏角速度乘以该因子 $h_2$ 后的单位与偏航角加速度具有相同的单位，使得这两个参量可以相加，并经积分以后构成偏航角速度的反馈校正参量。在偏航力矩调节过程中项 $Y$ 取相应于附加偏航力矩 $M_G$ 的非零值。通过除以偏航惯性力矩（Giertraegheitmoment） $\theta$ ， $Y$ 的单位与偏航角加速度单位相同，并可用于相加以得到偏航角加速度的和，使得积分得到的校正参量也考虑到调节输入参量的影响。

如果存在图6中所示的观察者模型84，可以比通过纯动力学的方法确定侧偏角速度 $\hat{\beta}$ 并积分更可靠地确定侧偏角 $\hat{\beta}$ ，则这样确定的侧偏角 $\beta$ 可提供给本来的偏航力矩控制器10。

图7说明与观察者车辆模型流程组合的动力学 $\dot{\beta}$ 确定方法。如从图6可以看出那样，测得的输出参量横向加速度 $a_{quer}$ 和偏航角速度 $\dot{\psi}_{Mess}$ 作为根据方程F2.6的计算91的输入参量。

经滤波的车辆参考速度 $v_{RefFil}$ 在域93中被微分以得到车辆参考加速度 $v_{Ref}$ ，它在域94中被除以经滤波的车辆参考速度 $v_{RefFil}$ ，所得的商经非线性相乘95而形成一因子 $f_{\beta}$ 。所述非线性相乘95的作用是，在 $v_{Ref}$ 除以 $v_{RefFil}$ 所得的商小时使 $f_{\beta}$ 等于0，使该位于侧偏角 $\beta$ 前的因子可被忽略。只有当车辆加速度 $v_{Ref}$ 足够大时，才在动力学 $\dot{\beta}$ 确定时考虑侧偏角 $\beta$ 。

这里所用的 $\hat{\beta}$ 是组合的 $\hat{\beta}$ ，如图6中所示不仅用作调节参量而且用作反馈。经计算91后，算得的侧偏角速度的值，如上所述，经过低通滤波器92，给出估算的侧偏角速度 $\hat{\beta}$ 。

图8说明了图6中的观察者车辆模型84的工作原理。这里选用矩阵描述方法，其“ $\rightarrow$ ”表示标量变换，“ $\Rightarrow$ ”表示多维变换。

该矩阵描述基于方程F1.1至F1.3。这里，状态参量 $\beta$ 和 $\dot{\psi}$ 组合成一个状态矢量 $\underline{x}(t)$ ，从而得到下述方程：

F2.7

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A}(v(t)) \underline{x}(t) + \underline{B}(v(t)) \underline{u}(t)$$

其中系统矩阵 $\underline{A}(v(t))$ 、输入矩阵 $\underline{B}(v(t))$ 、状态矢量 $\underline{x}(t)$ 和输入矢量 $\underline{u}(t)$ 分别为：

F2.8

$$\underline{A}(v(t)) = \begin{bmatrix} -\frac{c_h + c_v}{m v(t)} & -1 + \frac{c_h l_h - c_v l_v}{m v^2(t)} \\ \frac{c_h l_h - c_v l_v}{\Theta} & -\frac{c_h l_h^2 + c_v l_v^2}{\Theta v(t)} \end{bmatrix}$$

$$\underline{B}(v(t)) = \begin{bmatrix} \frac{c_v}{m v(t)} & 0 \\ \frac{c_v l_v}{\Theta} & \frac{1}{\Theta} \end{bmatrix}; \quad \underline{x}(t) = \begin{bmatrix} \beta(t) \\ \dot{\psi}(t) \end{bmatrix}; \quad \underline{u}(t) = \begin{bmatrix} \delta \\ Y \end{bmatrix}$$

输入矢量 $\underline{u}(t)$ 包含输入参量转向角 $\delta$ 和项 $Y$ ，后者表示由偏航力矩调节产生的附加偏航力矩。

利用权重矩阵 $\underline{K}_1$ 和权重矢量 $\underline{K}_2$ 代替权重因子进行计算得到的参量的加权相加。

## F2.9

$$\underline{K}_1 = \begin{bmatrix} 1-k & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} ; \quad \underline{k}_2 = \begin{bmatrix} k \\ 0 \end{bmatrix} ; \quad 0 \leq k \leq 1$$

为消去状态参量引入两个矢量  $\underline{c}_\beta$  和  $\underline{c}_{\dot{\psi}}$ ，它们分别消除状态矢量  $\underline{x}(t)$  的一个分量：

## F2.10

$$\underline{c}_\beta = [1, 0] ; \quad \underline{c}_{\dot{\psi}} = [0, 1]$$

观察者车辆模型的动力学特性，即校正步骤的参量由矢量  $\underline{h}$  确定，其第一个分量  $h_1$  无单位，第二个分量的单位为 1/s：

## F2.11

$$\underline{h} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \end{bmatrix}$$

从在状态空间描述的车辆模型 ( F1.1 和 F1.2 ) 出发，下面结合图 8 说明借助观察者确定侧偏角  $\beta$  的方法。

图 8 中的车辆 101 只用于描述输入参量和输出参量之间的区别。它不是确定侧偏角速度  $\hat{\beta}$  的组合方法的组成部分。

在加法器 104 中根据方程 F2.7 构成系统方程。为此，系统矩阵  $\underline{A}$  与状态矢量  $\underline{x}$  相乘，输入矩阵  $\underline{d}$  与输入参量  $\delta$  和  $Y$ ，即输入矢量  $\underline{u}$  相乘。

实际车辆参考速度  $v_{\text{RefFil}}$  作为唯一的变量输入系统矩阵  $\underline{A}$  和输入矩阵  $\underline{B}$ 。通过在加法器 104 中相加而构成的状态矢量  $\underline{x}$  的时间导数  $\dot{\underline{x}}$  乘以方程 F2.9 给出的权重矩阵  $\underline{K}_1$ ，并输出给另一个加法器 105。

与该过程相平行，为在直接方法 103 中估算出一个侧偏角速度  $\hat{\beta}$ 。为此，利用经滤波的车辆参考速度  $v_{\text{RefFil}}$  及其在微分器 102 ( 与图 7 中的 93 相同 ) 中求得的时间导数  $v_{\text{Ref}}$ ，测得的横向加速度  $a_{\text{quer}}$  以及测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$ ，根据方程 F2.6 计算。这里首先忽略该方程的最后一项，因为尚未有侧偏角  $\beta$  的值。算得的侧偏角速度还经过低通滤波器 92，如在图 7 中所示，由此产生的估算的侧偏角速度  $\hat{\beta}$  供下面的计算利用。这一  $\hat{\beta}$  相应于图 2 中由虚线域中引出的  $\hat{\beta}$ 。该标量  $\hat{\beta}$  乘以权重矢量  $\underline{k}_2$ ，以产生一个矢量，其第一个分量具有角速度的单位，第二个分量为 0。该矢量

也提供给加法器 105。根据方程 F2.7 构成的状态参量  $\underline{x}$  的时间导数  $\dot{\underline{x}}$  和由乘以  $k_2$  所得到的矢量的和在积分器 106 中被积分成状态矢量  $\underline{x}$ 。通过与矢量  $\underline{c}_\beta$  和  $\underline{c}_\psi$  的标量相乘作为标量的分量  $\beta$  或  $\dot{\psi}$  被从状态矢量中消去并继续被处理。消去的  $\hat{\beta}$  一方面传送给 GMR 调节规则 16，另一方面传送给直接方法 103，而在组合方法中算得的  $\dot{\psi}$  只用作观察者内的状态参量并用作确定估算误差。为此，在加法器 107 中计算由观察者车辆模型算得的偏航角速度  $\dot{\psi}$  和测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{Mess}}$  之间的差。所得的差与矢量  $\underline{h}$  相乘，其第一个分量无单位，确定侧偏角速度  $\hat{\beta}$  的校正步骤的参量，其第二个分量的单位为  $s^{-1}$ ，确定偏航角速度  $\dot{\psi}$  的调节步骤的参量。

侧偏角  $\beta$  也作为校正参量被反馈，并且是反馈至图 7 所示的动力学  $\dot{\beta}$  确定的直接方法中，使在下续调节步骤中可将方程 F2.6 的最后一项赋值。

通过这两种计算方法，即根据车辆模型的计算方法和根据动力学的计算方法的相互校正，基本上可精确确定侧偏角  $\beta$ ，使该参量也可作为调节参量提供给 GMR 调节规则 16。

## 2.3 车辆参考模型

下面结合图 9 至 15 说明车辆参考模型

图 9 中再次简示了根据图 1 和图 2 的用于车辆稳定性控制的控制电路。这里略去图 1 中的控制器 7 至 9，相应的优先电路 3 和马达控制部分 6，并且分布逻辑 2 简单地用压力控制 5 来表示。在该控制电路内计算绕车辆垂直轴的附加偏航力矩  $M_G$  并对其进行调整，以保持驾驶员所希望的弯曲路面。这里的附加偏航力矩  $M_G$  通过单个车轮的要进行的制动过程来产生，制动过程的流程和要制动车轮的选择通过分布逻辑 2 确定。驾驶员通过转动方向盘相应角度来确定所要行驶的方向。方向盘以固定的转换关系（转向转换）与被转向轮联接。以这种方式调整一定的车轮转向角  $\delta$ 。

### 2.3.1 动力学单轨模型

在 GMR 控制器 10 中有所谓的车辆参考模型 12（图 2）（即图 9 中的 302），其输入数据包括由  $v_{\text{Ref}}$  表示的速度  $v$ ，转向角  $\delta$ 。在车辆参考模型 302 中根据输入数据计算单位时间内偏航角应改变的量（偏航角

速度 $\dot{\psi}_{soll}$ )。在后接比较器 303 中比较偏航角速度额定值 $\dot{\psi}_{soll}$ 与偏航角速度的实测值 $\dot{\psi}_{mess}$ 。比较器 303 输出相应于 $\dot{\psi}_{soll}$ 和 $\dot{\psi}_{mess}$ 之差的量 $\Delta\dot{\psi}$ 作出输出值。由此决定的差值提供给控制规则 16 以控制偏航力矩。该控制规则根据 $\Delta\dot{\psi}$ 计算附加偏航力矩 $M_G$ ，提供给分布逻辑 2。分布逻辑 2 根据附加偏航力矩 $M_G$ 及可能有的驾驶员对制动器工作的要求 $P_{驾驶员}$ 确定输出参量。这可能是制动力值或阀门开关时间。

在低速范围内对车辆参考模型 302 的优化是很重要的。为此目的可在车辆模型 302 中除上述线性动力学单轨模型 311 外再加入静态圆周运动模型 306。

静态圆周运动满足方程

F2.12

$$\dot{\psi}_{soll} = \delta \cdot \frac{v}{l_v \cdot l_h} \cdot \frac{1}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}} + \dot{\psi}_{korr}$$

F2.13

$$\beta = \delta \cdot \frac{1 - \frac{l_v}{l_v \cdot l_h} \cdot \left(1 - \frac{m \cdot v^2}{c_h \cdot (l_v \cdot l_h)}\right)}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}} + \beta_{korr}$$

其中

F2.14

$$v_{ch}^2 = \frac{c_v \cdot c_h \cdot (l_h + l_v)^2}{m \cdot (c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v)}$$

这里， $v$ =前; $h$ =后; $m$ =质量; $l$ =轴与重心的距离; $\dot{\psi}_{korr}$ ,  $\beta_{korr}=\dot{\psi}, \beta$ 的修正项。

线性动力学单轨模型适用系统方程 F1.1 和 F1.2。

计算模型 306 和 311 之间的转换通过位于车辆参考模型 302 中的图中未示出的转换开关根据车辆速度的大小自动进行。这里，为从一个模型向另一个模型的转换过程设置一个几 km/h 的滞后。低于该转换门限值根据静态圆周运动模型 306 计算额定偏航角速度 $\dot{\psi}_{soll}$ 。当速度增加超过该方向有效的门限值时，则使用动力学单轨模型 311 进行偏航角速度额定值 $\dot{\psi}_{soll}$ 的确定。这样，使对高速时的控制尤其重要的动力学过程包括入该

模型。

从圆周运动模型 306 向单轨模型 311 过渡时，由圆周运动模型计算的如  $\dot{\psi}_{soll}$  和  $\beta$  的额定值用作单轨模型的起始值。这样就避免了转换时的非稳态过程。后续计算使用单轨模型 311 进行，直至减小的速度低于低速门限值。这里为减小非稳态过程，圆周运动模型的重要校正因子  $\dot{\psi}_{korr}$  和  $\beta_{korr}$  由在单轨模型中算得的  $\dot{\psi}_{soll}$  和  $\beta$  值及输入参量速度  $v_{Ref}$  和转向角  $\delta$  算得。

校正值的大小为：

F2.15

$$\dot{\psi}_{korr} = \dot{\psi}_{soll} - \delta \cdot \frac{v}{l_v + l_h} \cdot \frac{1}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}}$$

F2.16

$$\beta_{korr} = \beta - \delta \cdot \frac{1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} \cdot \left(1 + \frac{m \cdot v^2}{c_h \cdot (l_v + l_h)}\right)}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}}$$

这些校正因子的影响随时间按如下方程呈指数下降：

F2.17

$$korr(n+1) = korr(n) \cdot \lambda$$

其中  $\lambda$  可取 0 与 1 之间的值。n 和 n+1 表示计算的次序号。

由此可避免突变，因为在静态情况下两种计算方法可给出不同的结果。这样，通过改变计算模型可精确给出控制用的额定值，直至速度  $v=0$  km/h。

根据图 9 描述了可考虑不同模型用作车辆计算模型。这里优选的模型可以是静态圆周运动模型。偏航角速度  $\dot{\psi}_{soll}$  可由该模型根据上面给出的公式算得。若表示出这样的一种车辆计算模型，则向计算电路提供测得的值  $\lambda$  和  $v_{Ref}$ ，输出偏航角速度的额定值  $\dot{\psi}_{soll}$ 。

### 2.3.3 简化模型

下面说明一种用于确定额定偏航角速度的最简单的模型。它可用于代替上述的组合模型。其特点是，可用较少的计算得出可接受的结果。

根据该模型，额定角速度 $\dot{\psi}_{\text{soll}}$ 可由下式计算：

F2.18

$$\dot{\psi}_{\text{soll}} = \frac{\delta \cdot v}{l}$$

当刚度 $c_v$ 和 $c_h$ 非常大时，该方程可由 F2.12，及方程 F2.14 和 F2.15 得出。

这种估算方法是基于以下考虑。

在上述车辆参考模型中，额定偏航角速度 $\dot{\psi}_{\text{soll}}$ 或者借助于动力学车辆模型（如单轨模型）或者通过静态模型（称为静态圆周运动模型）计算并与测得的偏航角速度 $\dot{\psi}_{\text{mess}}$ 进行比较。但在每种情况下给定值（由此也包括控制调节）直接依赖于车辆模型的质量。由于这里涉及的是线性等效模型，所以该模型在有些情况下明显偏离实际的车辆状态。

实际的车辆状态还由于例如单个元件的负荷或磨损而改变，使模型对车辆的描述不够精确。因此应通过不断的参数估算进行模型匹配，这里出现的问题是：

为进行上述估算必须有这样的推动，即驾驶员必须以小的转向角（ $<0.4g$ ）足够地推动车辆。这在正常行驶中是很难达到的。

此外，不可能直接估算线性单轨模型的所有参数。这样事先选定某些参数。

因此，基于模型的控制总是只有关系到模型预定参数才能给出满意的结果。这样，在许多情况下采用一种较简单的控制原理已足够了。

车辆稳定控制的一个重要目标是确定车辆的状态，使可预见车辆对驾驶员给出的转向、制动踏板和油门踏板参数的反应并可对其进行很好的控制。因此必须识别车辆的欠控制和过控制运行状态，并通过相应的制动和马达控制将其校正到正常状态。

简化的控制原理是运用欠/过控制的直接量度作为控制参数。根据机动车辆控制特性的定义，将前轴和后轴的平均跑偏角（Schraeglaufwinkel）（ $\alpha_v, \alpha_H$ ）进行比较。若前轴跑偏角较大，车辆处于欠控制状态。在相反情况下，则处于过控制状态。根据定义，当前后跑偏角相等时车辆处于正常状态。

这样，满足：

F2.19

$$\alpha_v - \alpha_h \begin{cases} >0: \text{欠控制} \\ =0: \text{正常} \\ <0: \text{过控制} \end{cases}$$

因此，根据跑偏角差可直接确定车辆的瞬时状态。若首先运用单轨车辆模型（图 10），则可按下式由转向角 $\delta$ ，侧偏角 $\beta$ ，偏航角速度 $\dot{\psi}$ 和车辆速度 $v$ 导出跑偏角：

F2.20a

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v}$$

F2.20b

$$\alpha_h = -\beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v}$$

因为侧偏角不可直接测量但可简单算得，所以可不直接计算单个跑偏角。若计算跑偏角的差，可基于已有的测得数据（转向角，偏航角速度），由 ABS 控制器已知的车辆参考速度  $v_{\text{Ref}}$  和为常量的轴距  $l$  计算该参量。

F2.21

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{l \cdot \dot{\psi}}{v}$$

这样就得到了可用作欠/过控制量度的参量。

注意到车辆重心曲线轨迹的实际半径  $R$  和跑偏角差之间存在以下已知关系：

F2.22

$$R = \frac{l}{\delta - (\alpha_v - \alpha_h)}$$

则在 F2.19 所示的正常状态下，即

F2.23

$$\alpha_v - \alpha_h = 0$$

此时曲线半径  $R$  可通过转向角  $\delta$  确定, 即

#### F2.24

$$R = \frac{l}{\delta}$$

这样, 可直接运用算得的跑偏角之差作为控制参量进行控制。这种控制的目的是保持控制参量的绝对值尽量小, 以使车辆大致处于正常状态。有时设置非对称的容许门限值是有意义的, 这样, 在过控制状态方向上可选择较小的容许门限值。

可根据上述因素计算出额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  ( F2.18 )。然后将该额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  与  $\dot{\psi}_{\text{mess}}$  比较, 并按照图 1 作为控制的基础。

#### 2.3.5 额定值限定

只有在车轮与路面的附着力允许的条件下使计算的附加转动动力矩作用于车辆时对车辆状态的控制才有意义。

例如当相对于实际车辆速度太快地转动转向轮时, 不希望所述控制总是迫使车辆进入由转向角  $\delta$  给出的曲线轨道。

因此, 应该避免在任何情况下都根据选择的车辆参考模型来确定  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  的预定值。若只根据参考模型则会导致, 在高速的情况下由于疏忽而使转向角过大从而通过也太大的  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  来调整实际的偏航角速度  $\dot{\psi}$ , 使得在极端情况下, 在车辆的重心基本上直行的同时车辆绕其轴转动。这种情况对驾驶员来说比车辆由于摩擦状况不好的原因不听从驾驶员的驾驶而欠控制很厉害并向前直滑的情况更不利。因为在后一情况下车辆只是向前直行, 并不会同时也绕其轴转动。为了避免这种在特殊情况下出现的不利结果, 在车辆参考模型中还附加了这样的算法, 即通过摩擦系数  $\hat{\mu}$  确定对测得的直行速度有效的最大偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{sollmax}}$ 。该  $\hat{\mu}$  在摩擦系数识别系统 13 中确定。该算法是基于静态圆周运动的理论, 即满足  $\dot{\psi} = a_{\text{quer}}/v$  ( F2.18 )。

最大可允许的横向加速度  $a_{\text{qlim}}$  基本上作为摩擦系数、速度  $v$ 、纵向加速度  $a_{\text{long}}$  以及在某些情况下的其他参数的函数加以确定。即

#### F2.25

$$a_{\text{qlim}} = f( \mu, v, a_{\text{long}}, \dots )$$

最大偏航角速度由下式计算:

## F2.26

$$\psi_{\text{Sollmax}} = \frac{a_{qlim}}{v}$$

因此，可为偏航角速度确定一个极限值，该值不再直接考虑驾驶员的愿望，而是在车辆发生故障时，使得不附加地绕其垂直轴转动车辆。

对于适当的 $\mu$ 的确定在 2.1 部分中加以详细讨论。

也可规定只有在一定的条件下才允许控制调节。这样的一种可能性可以是，例如当确定出侧偏角 $\beta$ 太大时，可使图 2 中的启动逻辑 11 不再向分布逻辑 2 输出实际的  $M_G$ ，这种情况可基于当时的速度而出现。

### 2.4 控制规则

下面将描述偏航力矩控制器 10 的控制规则 16 的程序结构。该程序由四个输入参量计算围绕车辆垂直轴的附加偏航力矩  $M_G$ ，它对于尤其在曲线行驶时保持稳定的车辆状态是必要的。计算得的偏航力矩  $M_G$  是计算车轮制动器上所施加的压力的基础。

该控制规则的输入参数为（见图 17）：

输入端 500：  $\Delta\dot{\psi}$

输入端 501：  $\Delta\ddot{\psi}$

输入端 502：  $\hat{\beta}$

输入端 503：  $\hat{\dot{\beta}}$

在需考虑跑偏角差的情况下，在输入端 500 输入  $\Delta\lambda$ ，而在输入端 501 输入  $\Delta\dot{\lambda}$ 。

输入端 503 是可选的。它尤其用在当在整个计算系统中备有称为观察者车辆模型 84 的情况。

输入端 500 的值表示测得的偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{mess}}$  和借助于车辆参考模型 12 算得的额定偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{soll}}$  的差。

输入端 501 的值表示输入端 500 的参量从一个计算循环至另一个计算循环的改变量除以循环时间  $T_0$  的商，或者表示测得的偏航角速度的时间导数与计算得的额定偏航角速度的时间导数的差。

一个计算循环即图 1 所示的整个 FSR 控制器的计算过程。这样的一个过程通过其结构需要一特定的实际时间，即循环时间  $T_0$ 。对于有效的控制来说，该时间必须保持足够小。

输入端 500 和 501 的值，即  $\Delta\dot{\psi}$  和  $\Delta\ddot{\psi}$  首先分别输给低通滤波器 510 和 511。

这两个低通滤波器结构基本相同，其结构如图 18 所示。

图 8 中，低通滤波器的输入参量 520 用  $u$  表示，输出参量 521 用  $y$  表示。输出参量 521 输至一寄存器 522，在下次计算中作为前次的值  $y(k-1)$  供使用。计算循环的输出值 521 由下面公式计算：

F2.27

$$y(k) = \lambda * y(k-1) + (1-\lambda) * u * k_p$$

其中  $\lambda$  可取 0 至 1 之间的值。 $\lambda$  表示低通滤波器的数位价 (Wertigkeit)。对其极限值  $\lambda = 0$ ，不存在递推功能：上次的值  $y(k-1)$  对新输出值 521 的计算不起作用。 $\lambda$  越接近 1，上次值的作用越大，使得实际的输入值 520 对输出值 521 的影响越缓慢。

$k_p$  是线性估算因子。

对输入值 500 和 501 进行上述的低通滤波，以形成经滤波的值 515 和 516。

对输入参量 502，即  $\hat{\beta}$  也进行同样的低通滤波 512。经滤波的值 517 与未经滤波的值 503 一样被输给非线性滤波器。该滤波器的作用是：对小的输入值使输出值为 0，而对超过某一特定极限值的输入值则使输入值减去所述极限值。既在负区域又在正区域进行这种限定。极限值  $\dot{\beta}_{th}$  和  $\beta_{th}$  可以是固定在程序编码中的量，但也可以是由其他参数，如轮胎与路面间的摩擦系数确定的量。在这种情况下，极限值可分别作为摩擦系数的线性函数来计算。

所有四个参量，即 515、516、517、518 在接下来的步骤 530、531、532 和 533 中分别以一线性因子加权。

这些因子固定编码在计算系统中。可由相应的车辆模型计算出这些因子的数量级，但一般情况下需经试车进行精密确定。以这种方法可为每辆车或车型确定一组线性因子。将依此加权的输入参量 500、501、502 和 503 相加，从而形成附加偏航力矩  $M_G$  (加法段 540)，作为程序进一步计算的基础。

但在实际中还必须对算得的偏航力矩进行修正。

为此可考虑以下两方面因素:

1. 修正输入参量, 尤其是 $\Delta\dot{\psi}$ 。

2. 对算得的偏航力矩  $M_G$  进行滤波。

通过这两方面的修正, 在进行控制时不仅可考虑偏航角速度而且也可考虑侧偏角的影响。

#### 2.4.1 输入参量的修正

如上所述, 借助于车辆参考模型可计算出偏航角速度的额定值。由于所用的车辆参考模型与实际情况不可能完全一致, 因此通常情况下必须对模型计算结果进行校正。在参考模型中基本上是对偏航角速度传感器和转向角传感器提供的值进行分析, 可通过附加考虑横向加速度传感器提供的值对算得的额定偏航角速度进行校正。

可用不同方法进行所述分析。下面将介绍一种方法, 在这种方法中首先将测得的横向加速度转换成侧偏角速度 $\hat{\beta}$ 。使用该值对偏航角速度的额定值进行校正。

$\hat{\beta}$  的计算借助于动力学 $\dot{\beta}$  确定 14、15 (图 2) 进行。

所用方法如图 19 所示。侧偏角速度 $\hat{\beta}$  的估算值在经过低通滤波 (在有些情况下进行) 后首先与一个第一门限值  $th_1$  比较 (菱形 400)。这一比较的意义将在对偏航角速度的额定值 $\dot{\psi}_{soll}$  进行校正后才能看出, 因此将在最后加以详述。

若  $|\hat{\beta}| > th_1$ , 则将 $\hat{\beta}$  的大小与一个第二门限值  $th_2$  进行比较 (菱形 401), 这里, 第二门限值大于第一门限值  $th_1$ 。若仍大于该门限值, 则接着对侧偏角速度 $\hat{\beta}$  进行时间积分 402。为此将侧偏角速度 $\hat{\beta}$  与循环时间  $T_0$  相乘, 并与上次积分结果  $Intg_{i-1}$  相加。该积分步骤以  $n$  计数, 这样, 积分以后计数  $n$  增加 1 (步骤 403)。由此, 积分时间由已完成的积分步骤的计数  $n$  表示。积分结果  $Intg_n(\hat{\beta})$  与一门限值  $\beta_s$  进行比较 (菱形 404)。该门限值表示所允许的与理论侧偏角的最大偏差。门限值  $\beta_s$  的数量级大约为 5 度。

若超过该门限值, 则额定偏航角速度 $\dot{\psi}_{soll}$  通过一个附加常数  $S$  进行重新赋值 (步骤 405), 该常数由当时的侧偏角速度 $\hat{\beta}$  和积分步骤的次数  $n$  决定。也就是说, 若每次新循环中超出了门限值  $\beta_s$ , 则将额定偏航角速

度再减小。根据 $\dot{\psi}_{\text{sol}}$ 的符号，或者加上或者减去附加常数，这样，额定偏航角速度的绝对值总是被减小的。若 $\text{Intg}_n$ 达不到门限值 $\beta_s$ ，则不对 $\dot{\psi}$ 进行限制（步骤407）。

在新的过程中将再次检查估算的侧偏角速度的大小是否小于门限值 $\text{th}_1$ 。若是，则中断该过程，车辆重新达到稳定状态。结果导致 $n$ 在步骤406重置为0，并且在步骤407中将由车辆模型计算的额定偏航角速度不作任何修正地作为进一步计算的基础。此外，积分的初始值 $\text{Intg}_{n-1}$ 设置为0。

若侧偏角速度的绝对值虽大于 $\text{th}_1$ 但小于 $\text{th}_2$ 则原积分值 $\text{Intg}_n$ 保持不变，即积分被中止一个循环。上次的限定保持不变。若又超过了门限值 $\text{th}_2$ ，则继续进行积分。

#### 2.4.2 $M_G$ 的校正

另一种可能是控制由控制规则16计算的偏航力矩 $M_G$ 。为此构成原值 $M_1(k-1)$ 与当时值 $M_1(k)$ 之间的差。其中的角标1表示该值是偏航力矩控制器的直接结果，即还没有根据下述方法进行校正。该差与循环时间 $T_0$ 构成 $\Delta M_1$ 。将梯度 $\Delta M_1$ 与由 $\beta$ 乘以一个校正因子而构成的校正梯度相加。由此校正的梯度与循环时间 $T_0$ 相乘，所得的积与上次算得的偏航力矩 $M(k-1)$ 相加。由此得出用作进一步计算基础的当时的力矩 $M_G(k)$ 。

该计算按图20所示逻辑实现。子程序“控制规则16”计算的力矩被输入移位寄存器420中。在移位寄存器420的第一个位置421存储当时值 $M_1(k)$ ；在移位寄存器420的第二个位置422存储原值 $M_1(k-1)$ 。一旦存在新值 $M_1$ ，则寄存器421中的值移至寄存器422，而寄存器421被设置为新值。寄存器421和422中的值输给计算逻辑430，后者按下列公式计算 $\Delta M$ ：

#### F2.28

$$\Delta M = M_1(k) - M_1(k-1) + a \cdot \beta \cdot T_0$$

此外，由动力学 $\beta$ 确定部分得出的估算的侧偏角速度 $\hat{\beta}$ 也输出计算逻辑430。另外，校正因子 $a$ 的值存储在一存储器中，使用该因子将侧偏角速度转换为力矩变化量。新力矩 $M(k)$ 由下式计算：

## F2.29

$$M(k) = M(k-1) + \Delta M$$

寄存器 431 和 432 分别存储校正后的力矩的当时值和上次计算的值。寄存器 431 中的值将作为进一步计算的基础。

### 3. 分布逻辑

#### 3.1 通过施加制动力而产生的附加偏航力矩

为在曲线行驶时也保持车辆的稳定，首先必须探测转向角的大小。转向角表示驾驶员所希望的车辆的弯曲轨道。在稳定的静态曲线行驶中，车辆应以近似常数的侧偏角和相同的偏航角速度行驶完整个弯道。驾驶员必须用反转向来补偿与所述侧偏角及偏航角速度的偏差。但这并不总是可能的，尤其是驾驶员以转变极限速度行驶时更是如此。在这种情况下必须有目的地对车辆进行制动，对车辆施加绕其垂直轴的附加力矩，该附加力矩应能使实际的偏航角速度与所希望的相匹配。描述这种关系的控制算法已在上文给出，这里不必进一步详述。

但留下的问题是，如何以适当的方式通过有目的地施加制动力来实现由控制算法算得的附加偏航力矩  $M_G$ 。

对于液压制动器来说，就是确定每个车轮制动器的制动压力。为此，需实现的绕垂直轴的力矩应以尽可能小的作用于单个制动器上的压力来实现。因此，本发明提出为每个车轮确定一个系数，并且根据将要产生的车辆偏航力矩和各个加权系数确定每个车轮的制动力。

如上所述，尤其是对基于液压制动的制动装置来说，应这样来确定所述系数：可直接计算每个车轮制动器的制动力。系数的加权这样来进行：每个系数除以所有系数的平方和。

这里，每个系数确定车轮制动力与由此产生的单个车轮制动力占车辆偏航力矩的份额之间的关系。确定单个系数所需参量在车辆行驶期间是变化的。尤其是这些参量：

- 转向角  $\delta$
- 轮胎与路面间的摩擦系数  $\mu$
- 车辆质量  $m$
- 轴向载荷分布  $N_z$

计算所述系数时输入的随车辆和制动器的不同而改变的参量对例如盘式制动装置来说为:

- 制动活塞的面积  $A$
- 每个车轮制动器的活塞的数目  $n$
- 盘与制动块的摩擦系数  $\mu_R$
- 有效摩擦半径与动态轮胎半径的比  $s$
- 制动器的效率  $\eta$ 。

上述建议的计算方法的优点是, 可很快地从给定的附加偏航力矩计算出相应的制动力。若上述参数在行驶过程中改变, 则这种改变通过改变上述系数对制动力的计算产生影响。

所述系数与一些输入参量存在线性关系, 而首先所述系数与转向角  $\delta$  的关系是非线性的。

但已证明, 对单个系数和转向角之间关系的线性化的估算可给出足够好的结果。

图 21 示意性地表示了处于直行状态的带有四个车轮 601、602、603 和 604 的车辆。每个车轮有一车轮制动器 605、606、607 和 608。这些制动器可分别加以控制, 通过由车轮制动器施加的车轮制动力矩在车轮与地面接触的表面产生制动力。例如通过控制车轮 601 的制动器 605 产生制动力  $F$ , 该力又产生了绕垂直轴的力矩  $M$  (例如为正力矩)。

这样的绕车轴垂直轴产生的力矩可有目的地施加, 以使车辆在驾驶员所希望的路面上保持稳定。

在该车辆中还存在传感器。其中包括探测车轮 601、602、603 和 604 的角速度的车轮传感器。此外, 转向角由转向角传感器 612 探测。安装有用于探测偏航角速度的传感器 613。

从这些探测驾驶员给出的参量及车辆状态的传感器提供的数据可以计算出使车辆的偏航角速度及侧偏角与驾驶员所希望的相符的偏航力矩。为此对车轮制动器 605、606、607 和 608 分别进行控制, 为达到这一目的安置了一个控制装置, 它是用于车辆稳定调节的复杂程序的一部分。

控制原理由图 22 给出。标记 16 表示计算偏航力矩  $M_G$  的程序块。

图 22 表示计算每个车轮制动器 605、606、607 和 608 应施加的压力  $P_{xx}$  的控制装置。确定的压力值 622、623、624 和 625 可进一步加以分析，并转换为车轮制动器 605、606、607 和 608 的相应的控制信号。

控制装置由两部分构成，即第一部分 630，计算每个车轮的系数  $C_{xx}$ 。系数  $C_{xx}$  表示车轮制动力与按比例分配的偏航力矩间的线性关系，所述力矩通过制动力作用在相应的车轮上。在第二部分 631 中，通过对各系数的加权并考虑要实现的偏航力矩  $M_G$  计算各压力值  $P_{xx}$  622、623、624、625。

压力值和系数由下标加以表示。

这里：

v:前      h:后

l:左      r:右

x:表示 v/l 或 h/r

第一计算部分 630 考虑转向角的影响，后者由对转向角传感器 612 的数据分析 632 提供。为计算所述系数还考虑摩擦系数  $\mu$ ，后者在一分析单元 633 由车轮转动状态导出。（参见 2.1 部分）车轮转动状态又由安装在各车轮的车轮传感器探测。此外，车辆质量和载荷分布  $N_z$  也作为输入参量，二者在分析单元 634 中确定，在该单元中分不同情况对车辆状态进行分析。第一程序部分 630 可访问存储器 635，它存储有上述与车辆和车轮制动器有关的值。

从上述数值计算每个车轮的系数  $c_{xx}$ ，这里可对数值 640、641、642 和 643 进行平行计算或先后计算。所述计算由程序中的一个函数进行。该函数中考虑了制动压力和制动力之间的周知的关系。这种关系通常是线性的。只是转向角必须分开处理。如何以适当的方式考虑转向角的影响将在下文说明。

在第二计算步骤 631 中同时或先后地从各系数 640、641、642 和 643 按下列公式计算各车轮制动器的压力值：

**F3.1a**

$$P_{xl} = \frac{C_{xl}}{C_{vl}^2 + C_{vr}^2 + C_{hl}^2 + C_{hr}^2} \cdot M_G$$

**F3.1b**

$$P_{xr} = \frac{C_{xr}}{C_{vl}^2 + C_{vr}^2 + C_{hl}^2 + C_{hr}^2} \cdot M_G$$

按照上述公式计算各压力的优点是，只需在车轮制动器施加相对较小的压力即可得到算得的制动力矩。此外，对制动压力的控制可以很灵敏，对尤其是转向角和摩擦系数的变化反应很快。

在计算系数时这样来考虑转向角 $\delta$ 的影响：图 23 是一车辆的示意图，其中主要描述了前轮 601 和 602。S 表示前轮间距， $l_v$  表示重心 610 与前轴的距离。

车轮面 650、651 与车辆纵轴间的夹角为转向角 652、653。这里简单地假定转向角 $\delta$  652、653 相等。作用在车轮平面 650、651 的制动力的有效力臂在小转向角的情况下可近似由下式计算：

**F3.2a**

$$h_r = \frac{S}{2} \cdot \delta \cdot l_v$$

**F3.2b**

$$h_l = \frac{S}{2} \cdot \delta \cdot l_v$$

由于“小转向角”近似并非总被满足，有时用下述公式计算是有利的：

**F3.3a**

$$h_r = \frac{S}{2} \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{S^2}{4} + l_v^2}$$

**F3.3b**

$$h_l = \frac{S}{2} \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{S^2}{4} + l_v^2}$$

若算得的力臂小于 0，则将其置为 0。

现在，可由以下公式计算车轮系数  $C_{xx}$ ：

## F3.4

$$C_{xx} = C_{hydx} * h_{l,r}$$

其中  $C_{hydx}$  表示除转向角  $\delta$  外的所有其他参数的影响。

以这种方式，所述系数可表示为两项之积，第一项确定有效力臂，另一项与转向角无关。

### 3.2 通过减小侧向力产生的附加偏航力矩

施加单向作用的制动力的方法是控制车轮制动器，使车轮以不同的强度被制动。上一部分已描述了如何实施这种方法。

但是，当需要在踏板制动期间进行稳定性调节的时候，即当由于驾驶员的制动在车轮制动器中已形成一定制动压力时，这种方法就遇到了极限。原理上在这种情况下仍可用上述方法。检测已施加的制动压力的变化来代替绝对压力。

但这里会遇到这样的问题。若在一车轮制动器中已施加了很多的压力，使得产生了很大的制动力，这样，再提高制动压力并不一定会导致制动力的增加，因为达到了轮胎和路面间的附着极限。在上述模型中假定的制动压力和制动力之间的线性关系在这种情况下将不再成立。

从偏航力矩控制角度来看，为使车辆一侧的制动力不超过极限，可通过减小另一侧的制动力来补偿。

但这也存在缺点，即制动力的减小使车辆减速放慢。这并不总是可取的，因为在驾驶员进行制动时车辆应在可能短的距离内停止。因此，对实际车辆减速的太厉害的放慢通常是不可取的。为解决这一问题，给出以下方法。

至少一个车轮的车轮制动器这样被控制，调节该车轮的纵向打滑率（ $Laengsschlupf$ ）<sup>2</sup>，使其大于车轮与地面附着达到最大时的纵向打滑率。这种方法应用了：传输的制动力，即施加在轮胎上的纵向力在纵向打滑率为约 20%（0% - 自由转动的车轮；100% - 抱死的车轮）时达到其最大值，并且当超过 20% 时，可传输的制动力只减小很少，使得在车轮打滑率在 20% 至 100% 之间时对车辆的减速不产生很大的损失。

若同时考虑可传输的侧向力，即垂直于车轮面的力，则该力与车轮打滑率存在很强的依赖关系，即随打滑率的增加可传输的侧向力急剧减

小。当打滑率超过 50 % 时车轮的特性近似于抱死的车轮。即不能再对其施加侧向力。

通过对应调整为高纵向打滑率的车轮的适当选择，可使车辆进行受控滑动，而由此滑动引起的偏航角的改变应与所希望的改变相符。因为在这种方法中纵向力基本保持不变，但侧向力被明显降低，因此可在不大大减小车辆的减速度的情况下对偏航角速度进行控制。

对至少短时地应以较大纵向打滑率行驶的车轮的选择通过下述规则进行。这里假定驾驶员要求向右弯行。对向左弯行的情况可运用相对称的规则。这里可能遇到这样的情况，即车辆没有象等待的那样向右弯足够角度。换言之，车辆欠控制。在这种情况下使曲线内侧的后轮以较高的打滑率驱动。若车辆弯转过强，即过控制，则使曲线外侧的前轮以高打滑率驱动。

此外可抑制前轮压力的减小。这根据以下规则进行。当车辆欠控制时，阻止曲线外侧前轮的制动压力的降低。而当车辆过控制时，阻止曲线内侧前轮的制动压力的降低。

对制动压力的实际控制可按如下进行。如上所述，根据应实现的偏航力矩和加权的车轮系数确定各车轮制动器中的制动压力。

在计算所述系数时可引入一依赖于制动滑移的因子，该因子用于调整上述所希望的制动滑移。对车轮压力减小的限定可通过对相应的系数设定下门限值来实现。

下面说明制动装置的控制程序中的方法。

控制程序根据加权的系数计算每个车轮制动器中必须产生的制动压力。当车辆被制动时，尤其是当车辆在轮胎和地面间的附着达到极限的情况下减速时，所述计算比较复杂。在这种情况下，完全可能在需要叠加的车辆稳定控制之前首先进行防抱死控制。

在这种情况下，不能使用对于未制动车辆的方法，因为例如当提高一车轮制动器中的压力时相应的制动力不再线性地增加，因为已达到了附着极限。所以，提高该车轮制动器中的压力不能产生附加制动力，也不能产生附加力矩。

虽然可通过减小所述轴的另一个车轮的车轮制动器压力来达到产生

附加偏航力矩的同样的效果，但这样就减小了整体制动力，这与应在尽可能短的距离内使车辆处于静止状态的要求是相矛盾的。

因此应用图 24 所示的车轮特性。该图 X 轴表示 0 至 100 % 的打滑率  $\lambda$ ，这里，0 % 表示自由转动的轮，而 100 % 表示抱死的轮。Y 轴表示摩擦系数  $\mu_B$  和侧向力系数  $\mu_S$ ，其取值范围在 0 至 1 之间。图中的实线表示不同跑偏角  $\alpha$  情况下摩擦系数与打滑率之间的关系。可以看出，尤其是在小跑偏角的情况下，曲线在  $\lambda = 20\%$  范围达最大值。在沿 100 % 的方向摩擦系数缓慢减小。跑偏角为  $2^\circ$  时的最大摩擦系数大约为 0.98，而当  $\lambda = 100\%$  时摩擦系数仍达 0.93。与此相反，侧向力系数尤其在较大跑偏角的情况下随打滑率的增加急剧下降。跑偏角为  $10^\circ$  的情况下，侧向力系数在打滑率为 0 % 时是 0.85，而在打滑率为 100 % 则降至 0.17。

从图 24 的曲线可得出结论，当打滑率在 40 % 至 80 % 的范围内时可以传输较大的制动力，但只能传输减小了的侧向力。

可运用车轮的这种特性有目的地减小车辆上某特定车轮的侧向力。对所述车轮的选择由下述规则进行，现结合图 25a 和 25b 加以详述。

图 25a、b 示意地表示右转的车辆。车辆必须绕其垂直轴作相应于转弯半径和其速度的旋转，即它必须在沿顺时针方向产生一定的偏航角速度。

如上所述，所述车辆上装有一偏航角传感器。若测得的偏航角速度  $\dot{\psi}$  偏离其额定值  $\dot{\psi}_{\text{ Soll}}$ ，则必须施加绕车辆垂直轴的附加力矩  $M_G$ 。

若测得的偏航角速度与额定值的偏差是这样的：车辆弯转不够，则车辆处于欠控制状态。必须施加一附加的力矩，该力矩在此种情况下为负值。它的作用必须是使车辆沿弯转方向旋转。这在此种情况下可通过提高右侧车轮的制动压力来实现。

若车辆已经被驾驶员制动，所述右侧的车轮可能已达最大制动力。若分析电路证实是这种情况，则升高右后车轮制动器的压力，使该车轮以在 40 % 至 80 % 范围内的打滑率行驶。因此，车轮 604 被标以“ $\lambda$ ”。如上所述，结果导致侧向力的急剧下降。这样，只有很小的侧向力施加在右后车轮，导致车辆向左甩尾。即车辆开始沿顺时针方向旋转。对侧向力的减小一直持续到测得的实际偏航角速度  $\dot{\psi}_{\text{ mess}}$  与额定偏航角速度

$\dot{\psi}_{\text{soll}}$  相符。

图 25b 表示过控制的情况。车辆绕其垂直轴的旋转比相应于算得的额定偏航角速度的旋转快。在这种情况下，应降低前左轮 601 的侧向力。这同样可通过将该车轮的打滑率控制在 40 % 至 80 % 之间来实现。该车轮 601 用“ $\lambda$ ”标记。

在这两种情况下可在控制程序中设一子程序，在欠控制情况下（图 25a）使曲线外侧的前轮 601 的压力再降低，在过控制情况下（图 25b）使曲线内侧的前轮 602 的压力再降低。这两个车轮被标以“Pmin”。对向左弯转的情况，相应地改变控制方向。

单个车轮中压力的控制可这样进行：为每个车轮确定一个表示压力的改变和计算得的附加偏航力矩  $M_G$  之间关系的系数。

这些系数是描述车辆和车轮制动器的参数，及行驶中变化的参量的函数，尤其是转向角  $\delta$  和轮胎与路面间的摩擦系数  $\mu$ （参见 3.1）。为实现上述控制，附加地引入与所涉及的车轮的纵向打滑率的依赖关系。对各车轮中压力减小的阻止可这样来实现，为所述系数定义下限，若算得的系数低于这些下限则以下限值代替。

图 26 描述了相应的算法。首先计算附加偏航力矩  $M_G$ （程序 640）。根据该力矩计算每个车轮相应的制动力的改变或制动压力的改变（程序 641）。算得的制动压力与门限值  $P_{\text{th}}$  比较，该门限值由轮胎与路面间的摩擦系数等确定（菱形 642）。门限值  $P_{\text{th}}$  判定继续增大车轮制动压力是否同时会提高制动力。若需控制的压力低于该门限值，则运用 3.1 中描述的方法进行控制。若算得的制动压力高于该门限值，则按上述方法 644 进行压力的计算。

#### 4. 优先电路

借助于分布逻辑，从附加偏航力矩  $M_G$  中计算出车轮制动器中的压力（见第 3 部分）。

在一下置的压力控制电路中，由这些压力值计算出输入阀和输出阀的控制信号并将其输出。在该下置压力控制电路中，使实际的车轮制动器压力与计算值相符。

如果需考虑其他控制器（ABS7，ASR8，EBV9）的控制信号，

则必须首先借助于存储在计算机中的液压车轮制动器模型将这些控制信号也转换成压力值。

这样，GMR 控制器 10 的压力要求与 ABS 控制器等发生关系。；这在一优先电路中发生，该优先电路决定哪些要求应给以优先，即决定应向车轮制动器的压力控制单元 5 输出多大的算得的压力。压力控制单元 5 将该压力值换算成阀门开关时间。

除额定压力值外也可向优先电路输入额定值变化量（见第 7 部分）。

在这种情况下，优先电路 3 按这样的规则将压力改变量  $\Delta P$  输出：首先满足降低某一车轮压力的要求，并且保持一车轮制动器中压力的要求相对于提高压力的要求具有优先权。这样，按照这样的规则处理对优先电路的单个要求：当存在降低压力的要求时，保持压力不变或增加压力的要求被忽略。以同样的方式，当存在保持压力的要求时，不会进行压力增加。

#### 5. 直接比较阀门开关时间的优先电路

这里，也可运用其他方法。

分布逻辑从附加偏航力矩  $M_G$  直接计算出阀门开关时间，而不是压力，其他的控制器也是这样。这样可将 GMR 的阀门开关时间与例如 ABS 所要求的阀门开关时间比较。在优先电路中不分析不同的压力要求（如上所述），而是分析不同的阀门开关时间。

为得到阀门开关时间，分布逻辑首先计算出每个车轮制动器需调节的压力变化量。

借助于后接的非线性控制单元，从所述压力变化量计算出控制每个车轮制动器的开关时间。

所述非线性控制单元例如可以是计数器。

该计数器将给定的压力变化量转换成脉冲记数。为此，循环时间  $T_0$  被分成约 3 至 10 个开关间隔（脉冲）。每循环时间的脉冲的最大数目是一定的，其大小由控制质量确定。

通过计算的脉冲数确定在一循环时间时阀门应被控制多长时间。

因为每个车轮制动器通常有两个阀门，一个阀门（输入阀）用于控制压力媒体的输入，另一个阀门（输出阀）用于控制压力媒体的输出；

所以共产生 8 个信号。

这些脉冲计数输给优先电路，该电路在其他道获取其他控制器的脉冲计数。

优先电路决定给哪一个控制器优先权，即其脉冲计数真正被用于阀门控制。

车辆对通过操纵车轮制动器产生的制动力的反应是偏航角被改变。这将由 GMR 控制器 10 探测到，并重新确定新的附加偏航力矩。

因此，在控制电路中不存在对制动器压力的计算或调节。该控制算法不需要关于车轮制动器的任何信息，尤其是不需要关于车轮制动器的容积变化和由此产生的制动器压力之间的关系的信息。

现结合图 27 说明计算脉冲时间 ( Taktzeit ) 的一种方法。

通过分布逻辑 700 从附加偏航力矩  $M_G$  计算出应施加至各车轮制动器的制动压力。详见第 3.1 和 3.2 部分。分布逻辑的计算结果是为四轮车辆提供四个压力值  $P_1$  至  $P_4$ 。这些参量必须转换成控制压力媒体输入 ( 压力增加 ) 车轮制动器或从其中输出 ( 压力减小 ) 的阀门开关时间。如上所述，阀门的开关时间不是由压力的绝对大小计算的，而是由其改变量算出。为此将每个值  $P_n$  (  $n=1$  至  $4$  ) 输至一移位寄存器 701。在第一寄存器位置 702 写入当时值。在第二寄存器位置 703 中从第一寄存器位置 702 移入上次的值，这样在该位置写入上次计算循环的压力要求。该值以  $P_n^*$  表示。

在接下来的步骤 705 从第一寄存器位置 702 读出当时的压力要求  $P_n$ 。若该值为 0 或小于一最小值，则程序进入循环 706，该循环应保证从车轮制动器中取出足够多的压力媒体，使出现的压力为零。为此，关闭输入阀门，而输出阀门打开至少一个循环时间  $T_0$ 。

若当时要求的压力值高出该最小值，则构成所述两个寄存器值 702 和 703 的差。这在减法器 707 中进行。算得的压力改变量  $\Delta P$  可大于或小于 0。若大于 0，必须提高相应车轮制动器中的压力。若小于 0，必须减小相应车轮制动器中的压力。对压力增大的情况，程序按右边的判断路径 710 进行。根据需调节的压力差以及压力要求，或者当存在相应的信号时，根据车轮制动器中实际的压力计算输入阀门打开的时间  $\Delta t_{\text{ein}}$ ，

输出阀门的打开时间 $\Delta t_{\text{aus}}$ 被置为0。相反（判断路径711），对减小压力的情况，输入阀的打开时间 $\Delta t_{\text{ein}}$ 被置为0，而输出阀的打开时间 $\Delta t_{\text{aus}}$ 则根据所要求的压力差和车轮制动器中的实际压力，及写入第一寄存器位置702的要求的压力来计算。

通常，打开时间 $\Delta t$ 和将施加的压力变化量 $\Delta P$ 之间存在着线性关系。

如上所述，并不计算打开时间本身，而是计算脉冲计数。这在图28中得以详述。上述计算在相等的时间间隔（循环时间 $T_0$ ）内完成，计算的结果是确定下一循环中车轮制动器的阀门控制信号。循环时间 $T_0$ 约为3ms。

根据对控制精度的要求将每个循环时间 $T_0$ 分成 $N$ 个时隙。

图28中的循环时间被分成6个时隙。阀门的开关时间不以时间长短给出，而是以一个循环内阀门应打开的时隙的数目给出。当 $n=3$ 时，从图28可得出，打开时间为1.5ms。

若要求的打开时间应大于循环时间，则 $n$ 被置为最大值 $N$ （在所为例中为6）。

这种计算为每个车轮制动器完成一次，对于四轮车辆即完成四次。计算可平行进行也可先后进行。计算的结果是给出8个数值：4个用于输入阀，4个用于输出阀。这些值被输给经改变的优先电路720。ABS控制器及其他控制器的也以脉冲计数表示的开关时间要求也输入该优先电路720。

进行所述的控制，使车轮制动器中的压力发生改变。由此改变制动力和作用于车辆上的力矩。这样，描述车辆动力学特性的参量发生变化。这将由传感器直接或间接检测到并再次用于计算。

由此重新产生变化了的力矩要求，如上所述，该要求被转换为新的阀门控制信号。

需实现的压力差的计算是基于上一计算循环算得的压力要求。但这些压力差并不是必须真正被调节，所以，车轮制动器中的实际压力与算得的压力要求存在差别。因此，在有些情况下必须将车轮制动器中的实际压力调整到压力要求值。当压力要求为0时，即分布逻辑700要求一

个相应于一车轮制动器中的压力为 0 的数值时，可以最简单的方式实现所述调整。在这种情况下，不计算与上次值的差并由此导出控制信号，而是在步骤 705 转入计算开关时间的循环 706，该循环 706 应确保压力值真正调整为 0。这是通过将输出阀的打开时间  $\Delta t_{aus}$  至少设置为循环  $T_0$  来实现的。

可能还必须向优先电路 720 提供相应的信息，使得在一车轮制动器中的压力应设置为 0 的时间要求不被其他控制器的给定参量所叠加。此外，可在该信息中确定，压力的降低应持续多个循环时间，使得压力真正完全地被降低。

## 6. 车轮制动器压力识别

前四部分描述的 FSR 压力控制器提供车轮制动器的制动压力值，作为结果。这些给定值必须实现。一种方法是测量车轮制动器中的压力并与给定值进行比较。一个以通常方式工作的压力控制器将车轮制动器压力调至给定的额定值。这种方法需为每个车轮安装一压力传感器，即四轮车需四个压力传感器。

通常由于费用的原因，人们试图用尽量少的传感器达到上述目的。此外，每个传感器是一个可能的干扰源。若一个传感器出现故障，整个控制系统必须被关闭。

因此建议安置一分析系统，根据已有传感器提供的数据导出相应于车轮制动器中的压力的压力参量。为此，运用下面的概念。

如上所述，每个车轮制动器中的压力通过两个阀门进行调节。输入阀控制压力媒体的输入，而输出阀控制压力媒体的输出。

因此，压力控制器给出的信号应该是表示一阀门应打开或关闭多长时间的控制时间。循环时间被分成数目固定的时隙（脉冲）。这样，控制时间可作为表示一个阀门应打开或关闭多少个时隙的脉冲数来表示。

基本的考虑是，所述控制信号不仅输给车轮制动器，而且也作为计算参数提供给车辆模型。车辆对需控制的制动器压力作出反应，这里涉及其重心速度  $v$  和每个车轮转速  $\omega_i$ 。车辆速度不是直接测量的，而是用特定的计算步骤从车轮转速  $\omega_i$  导出。因此，它被称作参考速度  $v_{Ref}$ 。

在车辆模型中也构成相应的数值。

通过将 $\omega_i$ 、 $v_{Ref}$ 的实际值与计算值即由车辆模型估算的值进行比较，可确定单个车轮制动器中的压力的校正参数，借助于该校正参数可对液压模型计算的压力进行修正，使得可给出对车轮制动压力较好的估算。

图 29 详细描述了上述原理结构。

标记 800 表示压力控制单元，即图中的标记 5。压力控制单元从表征需调整的压力的一个第一数值 801 和表示车轮制动器中的估算或测得的一个第二数值 802 计算出车轮制动器阀门的控制时间。这里控制时间表示为输出参数 803。标记 810 表示车辆。由此表示出，车辆对由对车轮制动器压力调节而产生的力发生反应。这里单个车轮的转速 $\omega_i$ 也发生改变。

车辆 810 也应包括探测车轮转速的车轮传感器，以直接测量数值 $\omega_i$ 供使用。

车辆 810 还应包括一个 $\omega_i$ 分析单元，它通常是 ABS 控制器的一部分，在一定的边界条件下从单个车轮的车轮转速 $\omega_i$ 计算出相应于车辆的实际速度的所谓的参考速度 $v_{Ref}$ 。

从单个车轮转速和车辆参考速度计算出每个车轮的打滑率 $\lambda_i$ 。

数值 $\omega_i$ 、 $v_{ref}$ 作为输出值 811 供使用，而打滑率 $\lambda_i$ 作为数值 812 供使用。

所有运用的计算模型由 820 表示。它包括三个子模型，即：

液压模型 821

车辆模型 822

轮胎模型 823

液压模型 821 用两个近似公式表示制动器压力 P 和车轮制动器内的容积 V 及当输入和输出阀打开一定时间时容积的变化 $\Delta V$ 之间的关系。

F6.1

$$p=a*V+b*V^2$$

F6.2

$$\Delta V=\pm c*t_{ein/aus}*\sqrt{\Delta P}$$

参数 a、b、c 表示制动系统的特性，被存储在相应的存储器中。p 表

示车轮制动器中实际的压力。V 表示车轮制动器中的实际容积。

通过输入阀或输出阀测定  $\Delta p$ ，当通过输入阀测量时，测量一压力源和 p 之间的差，而当通过输出阀测量时，测量 p 和一储存器中的压力之间的差，该储存器中的压力通常为 1 巴，因而可被忽略。

出发点是，控制开始时车轮制动器中的压力及其中的容积为 0，这样通过跟踪阀门打开时间就可完全清楚容积的变化及由之产生的压力的变化。

但所给出的公式只是非常粗略地给出了实际的关系，因此必须做相应的校正。在模型 822 中通常用一四个支点（车轮支承面）支撑在一个平面上的刚体表示车辆。

该刚体可在平行于所述平面，即在 x 和 y 方向移动，也可绕其重心转动，这里，转动轴垂直于移动平面。

作用在刚体上的力是作用在车轮支承面的制动力和空气阻力。

基于以上考虑，车轮载荷可表示为：

### F6.3a

$$F_{z,v} = \frac{m \cdot g \cdot l_h \cdot h \cdot (-F_{x,v} - F_{x,h})}{l_v + l_h} = \frac{m \cdot g \cdot l_h - h \cdot m \cdot \dot{v}_{ref}}{l_v + l_h}$$

### F6.3b

$$F_{z,h} = \frac{m \cdot g \cdot l_v \cdot h \cdot (-F_{x,v} - F_{x,h})}{l_v + l_h} = \frac{m \cdot g \cdot l_v - h \cdot m \cdot \dot{v}_{ref}}{l_v + l_h}$$

通常，这样的模型对进行所希望的压力校正来说是足够的。若有必要，可使该模型更精确。该模型主要向进一步的计算提供支点面的载荷与重心的减速间的关系。车轮被当作可旋转的盘，具有一定的惯性矩。

### F6.4

$$\dot{\omega} = \frac{R_{rad} \cdot F_x - M_{Pr}}{\Theta}$$

作用在车轮上的减速力矩与车轮制动压力成比例。

## F6.5

$$M_{Br} = C_{Br} * P$$

在轮胎模型中，假定附着利用率（Kraftschlussausnutzung） $f$ ，即制动力与车轮载荷之比，与车轮的打滑率成比例。

## F6.6

$$F_x \sim \lambda * F_z$$

由以上方程可以计算出每个车轮的转速和车辆模型的参考速度。

这些值与实际值 811 进行比较。这在比较点 830 处进行。从每个车轮转速的测量值和估算值之间的差可在考虑校正因子  $k$  情况下确定一附加压力媒体体积。

将该附加压力媒体体积  $\Delta V$  与算得的额定体积相加，得出一新额定体积，从该新额定体积根据公式 F6.1 导出较准确地与实际车轮制动器压力相符的车轮制动器压力。

估算的精确度自然与校正因子  $k$  有关，在有些情况下该因子通过实验事先确定。

该因子可随车辆的不同而不同，并且还决定于车辆模型描述实际状况的精确程度等因素。

所述附加体积也可包含容差体积，由此可以考虑通过阀门的体积流量与开关时间不成比例的情况。当打开或关闭阀门时，阀门的开口截面是缓慢地加大或减小的，这样，在开口截面仍在加大或减小的时隙中只能流过较少的体积。

### 7. 偏航角速度测量仪的替代

在上述控制方法中偏航角速度是一个非常重要的参量，因为它是控制参量，其偏差  $\Delta \psi$  应保持最小。但同样也可运用其他控制参量，如下所述。为简化起见在本部分使用如下符号：

$\dot{\psi}_{mess} = \dot{g}_I$  表示测得的实际偏航角速度

$\ddot{\psi}_{mess} = \ddot{g}_I$  表示测得的实际偏航角加速度

$\frac{d}{dt} \ddot{\psi}_{mess} = \ddot{\ddot{g}}_I$  表示测得的实际偏航角加速度的变化（偏航角突变（Gierwinkelruck））

对图 9 中的额定值也作同样规定，但分别加以下标“s”。

图 12 中的测得的偏航角速度通常由偏航角速度传感器 321 确定，该传感器给出输出信号  $g_I$ 。但是这种直接给出偏航角速度的偏航角速度传感器非常复杂和昂贵。其后连接的比较器和属于控制电路的控制器也是这样。因此有必要采用较简单的传感器和结构简单的控制器。

图 13 表示一种新型传感器 321 的工作方式，它有一个第一横向加速度测试仪 322 和一个第二横向加速度测试仪 323。这两个测试仪分别安置在前后轴的中点处。从原理上说，所述横向加速度测试仪可装在除重心 SP 外的任何地方，只是需作相应的换算。图 13 中示出了一个带有轮胎 325 的车辆的四角形轮廓 324 及传感器。基于这种配置，前侧横向加速度测量仪 322 测量前轴 326 高度处的横向加速度  $a_{qv}$ ，而后侧横向加速度测量仪 323 测量后轴 327 高度处的横向加速度  $a_{qh}$ 。

运用这两个横向加速度测量仪可给出一个依赖于偏航角速度的参量。运用数学推导可以得出，可按下面公式从横向加速度测量仪的测量结果计算偏航角加速度和重心的横向加速度  $a_{quer}$ ：

#### F7.1

$$\ddot{\psi} = \frac{a_{qh} - a_{qv}}{l_h + l_v}$$

#### F7.2

$$a_{quer} \approx -\dot{v}_{ref} \cdot \beta - \frac{a_{qh} \cdot l_v + a_{qv} \cdot l_h}{l_h + l_v}$$

如可从图 13 看出的那样， $l_v, l_h$  表示横向加速度测量仪 322、323 与重心 SP 的距离， $v$  为车速， $\beta$  为侧偏角。这样，可由横向加速度和加速度测量仪 322、323 的距离确定偏航角加速度  $\dot{g}_I$ 。因此，可运用偏航角加速度  $\dot{g}_I$  代替前几部分所述的偏航角速度。或者也可与已知的状态控制相似地对比较器的各输入参量进行线性加权。这里，可从偏航角加速度  $\dot{g}$  和侧偏角速度  $\dot{\beta}$  通过定积分或按比例的一级低通滤波计算出偏航角速度  $g$  和侧偏角  $\beta$ ，以从传感器 321 得到其单位相应于车辆参考模型 302 的输出参量的量（第 2.3.1 部分）。

对于定积分：

### F7.3

$$G(z^{-1}) = \frac{\lambda^2 \cdot \frac{T_0}{2} \cdot (1-z^{-1}) \cdot (1+z^{-1})}{1-\lambda \cdot z^{-1}}$$

而运用低通滤波时则有以下关系式:

### F7.4

$$G(z^{-1}) = \frac{T_1 \cdot (1-\lambda)}{1-\lambda \cdot z^{-1}}$$

侧偏角速度可按下列关系得到:

### F7.5

$$a_q = v \cdot (\dot{\Psi} + \dot{\beta})$$

可以看出, 虽然可通过运用两个横向加速度测量仪代替已知的偏航角速度测量仪, 但必须采取上述措施将偏航角加速度转换成偏航角速度。在得到  $\Delta g$  和  $\dot{\Delta g}$  后, 可不加改变地接入图 1 所示的控制规则 16。在图 14 中, 这样算得的力矩  $M_G$  还在控制规则 16 中通过时间微分转换成力矩改变量  $M$ 。

在有些情况下转入图 17 所示的非线性控制是有宜的, 这里, 偏航角加速度  $\dot{g}$  不但作为实际值而且作为从车辆模型 302 中输出的额定值输入比较器 303。为此, 必须在车辆参考模型中构成相应的导数。

作为结果, 比较器 303 的输出参量是偏航角加速度的偏差  $\dot{\Delta g}$ , 而不是偏航角速度之差  $\Delta g$ , 并作为输入参量输给控制规则 16。此外, 为精确确定力矩改变量, 还将侧偏角速度  $\dot{\beta}$  输入偏航力矩控制规则 16, 如图 15 所示。

如描述图 14 时已提出的那样, 可用力矩改变量  $\dot{M}$  代替附加力矩  $M_G$  作为控制规则 16 的输出信号。在一改变的分布逻辑中, 力矩改变量  $\dot{M}$ , 即附加偏航力矩  $M_G$  的时间导数被转换成单个的压力改变量。这意味着, 将压力改变量分配至各车轮制动器, 使得整体上给出所希望的附加偏航力矩  $M_G$ 。下面结合图 16 详细进行描述。

考虑到有可能通过驾驶员操纵制动器在车轮制动器中同时存在一定

的压力分布。在这种情况下，通过对力矩改变量  $\dot{M}$  积分而得出力矩  $M_G$  是较有利的，由此可直接确定鉴于每个车轮制动器中已有压力必须被施加的压力差。上述的通过运用在第 1 至 3 部分利用的控制参量的导数的扩展方法也可与第 3 部分所述的分布逻辑组合。这样可利用两种控制规则，一种是提供附加偏航力矩  $M_G$  而另一种是提供附加偏航力矩的改变量  $\dot{M}$  作为预定值。这里可在两种规则之间进行转换。尤其当不能以足够的精度计算一种规则的附加控制参量(侧偏角等)时(例如见第 2.2.2 部分)，必须进行向另一种规则的转换。应注意到，图 15 中的控制规则 16 除输入  $\Delta\dot{g}$  作为校正参量外还输入  $\Delta\dot{g}$ 。

图 15 所示的控制规则 16 中除了匹配的前置放大器  $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$  外还有两个门限值开关 82 和 83，用以改进控制规则 16 内的控制性能，并根据速度将输入参量的影响匹配到最佳控制性能。前置放大器  $k_1$  至  $k_3$  的任务是可比较的。在加法器中将各数值相加，并作为 GMR 控制器 10 的输出信号输出。对于在此也适用的对控制规则的详细说明参见第 2.4 部分。

已结合图 1 说明了控制器 7、8、9 输出的压力给定值和分布逻辑 2 的压力给定值是如何在优先电路 3 中联系起来的。压力给定值运用的前提是在给出这些给定值的装置中先进行转换。通过下述措施可以简化控制电路的不同程序模块间的信息交换。

图 16 是图 9 和图 14 所示的车辆稳定控制电路的简化形式，其中保留了原图中引入的标记。

图 1 中的 GMR 控制器 10 这里被改变成输出附加偏航力矩  $M_G$  的改变量  $\dot{M}$ ，它与驾驶员所希望的制动器压力分布一起输给分布逻辑 2。对  $\dot{M}$  的计算参见图 12。

分布逻辑 2 具有一逻辑块 340 和一压力梯度电路 341。逻辑块 340 的基本任务是，在尽管进行车辆稳定控制情况下使车辆受的总的制动压力不比由驾驶员通过向分布逻辑 2 输入压力信号而给出的给定压力强。这样就避免了车辆稳定控制带来附加的不稳定因素。如果根据驾驶员的制动要求在一个车轮中建立一定的制动压力，另一方面，FSR 控制器要求在一或两个车轮上升压而在相对的车轮上减压以获得附加偏航力矩，

这样，对单个车轮来说可能存在彼此相反的要求，即同时要求升压和降压。而对于另外的车轮，可能驾驶员的制动要求和稳定控制同时需要加压。这时逻辑块的作用是使相应车轮中的制动压力降低，然后可使该制动压力升高超出驾驶员的制动要求至其一定的极限值。由此保证在考虑FSR控制所要求的附加转动力矩的情况下使所有车轮的平均制动力不大于驾驶员所希望的大小。

如在第3.2部分所述，可有目的地提高某一车轮上的纵向打滑率系数 $\lambda$ ，以在纵向制动力不变的情况下减小侧向力。以此方式可在不影响车辆减速的情况下施加偏航力矩。

在分布逻辑2的压力梯度电路341中，根据预定常数 $d_{xx}$ 和力矩变化率 $\dot{M}$ 计算各车轮 $xx$ 上的压力改变量 $\Delta P_{xx}$ ，这里还涉及驾驶员给出的制动压力 $P_{驾驶员}$ 和实测制动压力 $P_{xxist}$ 之间的差。这样有下列关系：

F7.6

$$\Delta p_{xx} = \pm \frac{d_{xx} \cdot \dot{M}}{\sum d_{xx}^2} \cdot g_1 \cdot (P_{驾驶员} - P_{xxist})$$

其中

$$xx \in \{ vr, vl, hr, hl \}$$

$g_1$ =比例因子。

实际制动压力 $P_{xxist}$ 或者由所涉及的车轮上的压力测量仪获取或者通过制动器模型计算，该模型跟踪为该车轮给出的压力改变量，因此是该车轮中当时所具有的制动压力的反应（第6部分）。

计算出的压力要求被输入一优先电路3并在那里被分析（见第4部分）。

上述描写的条件是，在优先电路中直接对压力梯度进行处理。但这不是必要的。也可在优先电路3中对阀门开关时间 $\Delta t$ 进行处理（第5部分）。但在这种情况下必须在分布逻辑2和优先电路3中间加入一阀门开关时间电路343，这里，从其他控制器7、8、8中也给出阀门开关时间 $\Delta t$ 。优先电路按照如在第4部分对制动压力所描述的方法对输入的阀门开关时间 $\Delta t$ 进行处理。该优先电路的输出参量是阀门开关时间。单个车轮 $xx$ 所需的压力改变量 $\Delta P_{xx}$ 与阀门开关时间 $\Delta t_{xx}$ 之间的转换关系

为:

F7.7

$$S_{xx} = Kr_{xx} p_{xxist} \cdot \Delta p_{xx}$$

其中  $Kr_{xx}$  是放大因子, 它依赖于单个车轮的实际压力, 当压力增加时由下式给出:

F7.8

$$Kr_{xx}(p_{xxist}) = \frac{1}{Dv_{auf} \cdot T_0 \cdot \sqrt{a^2 + 4 \cdot b \cdot p_{xxist}} \cdot \sqrt{160 - p_{xxist}}}$$

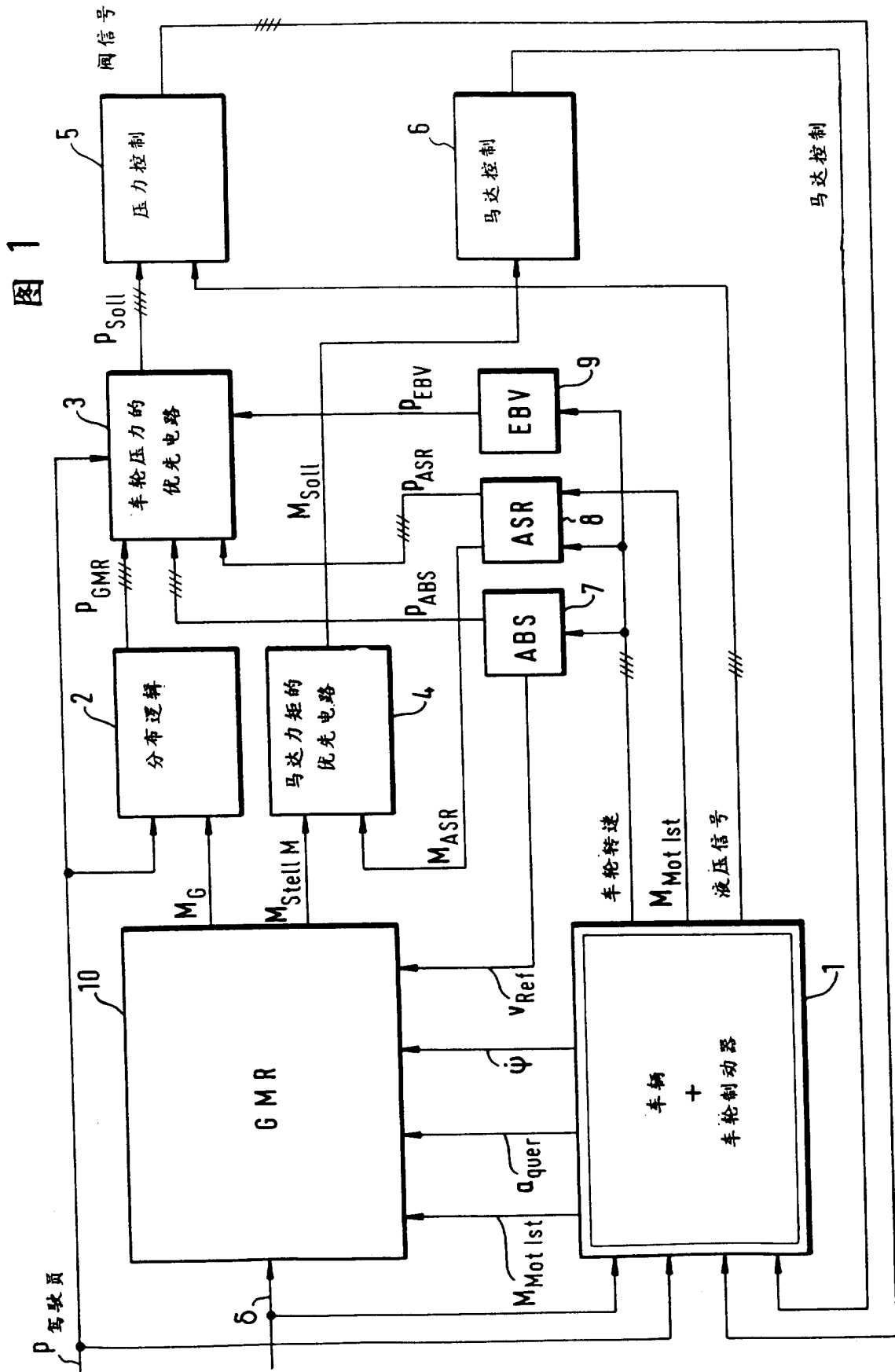
而当压力减小时则由下式给出:

F7.9

$$Kr_{xx}(p_{xxist}) = \frac{1}{Dv_{ab} \cdot T_0 \cdot \sqrt{a^2 + 4 \cdot b \cdot p_{xxist}} \cdot \sqrt{p_{xxist}}}$$

其中  $xx$  表示车轮的不同位置。

# 说明书附图



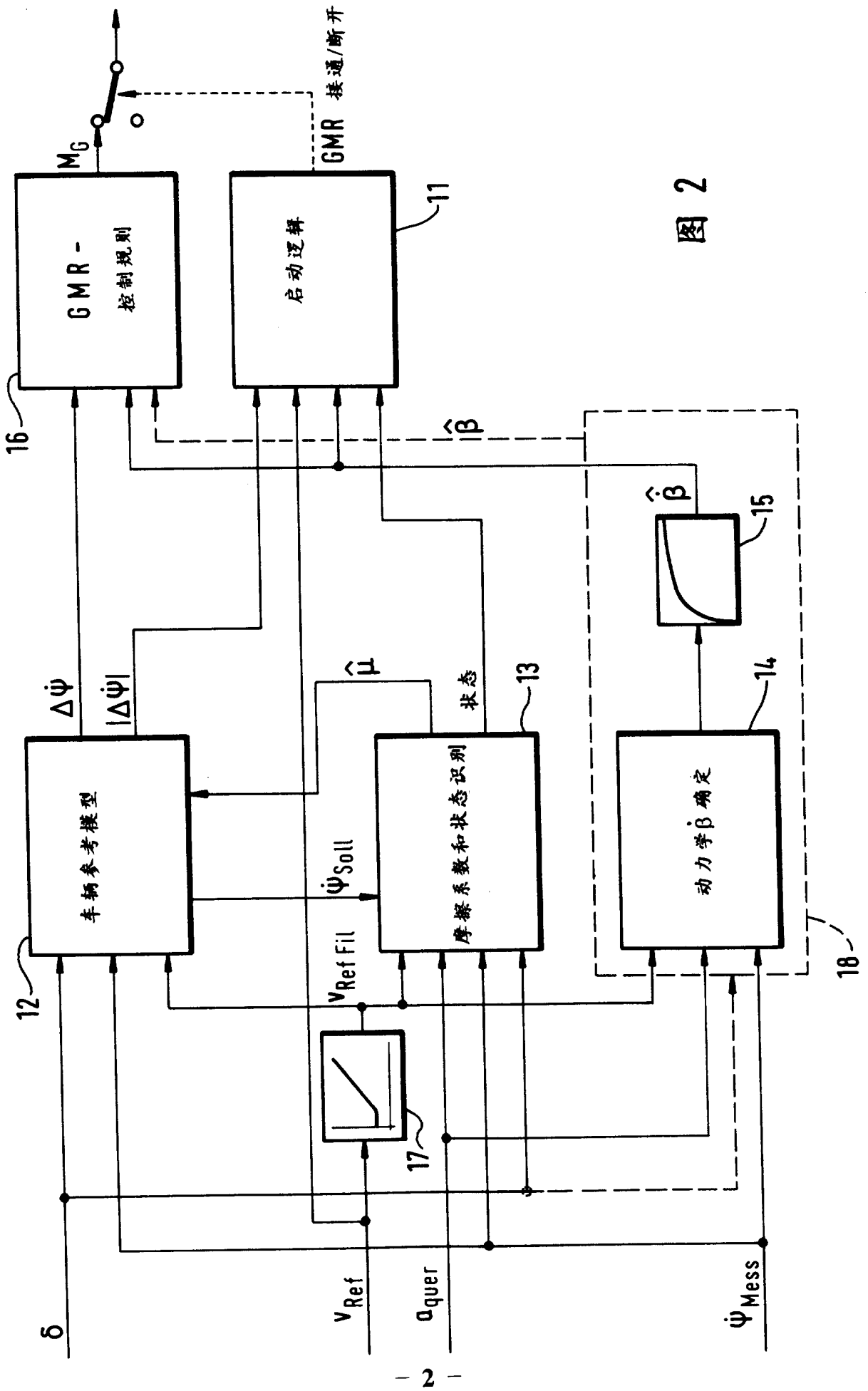


图 2

图 3

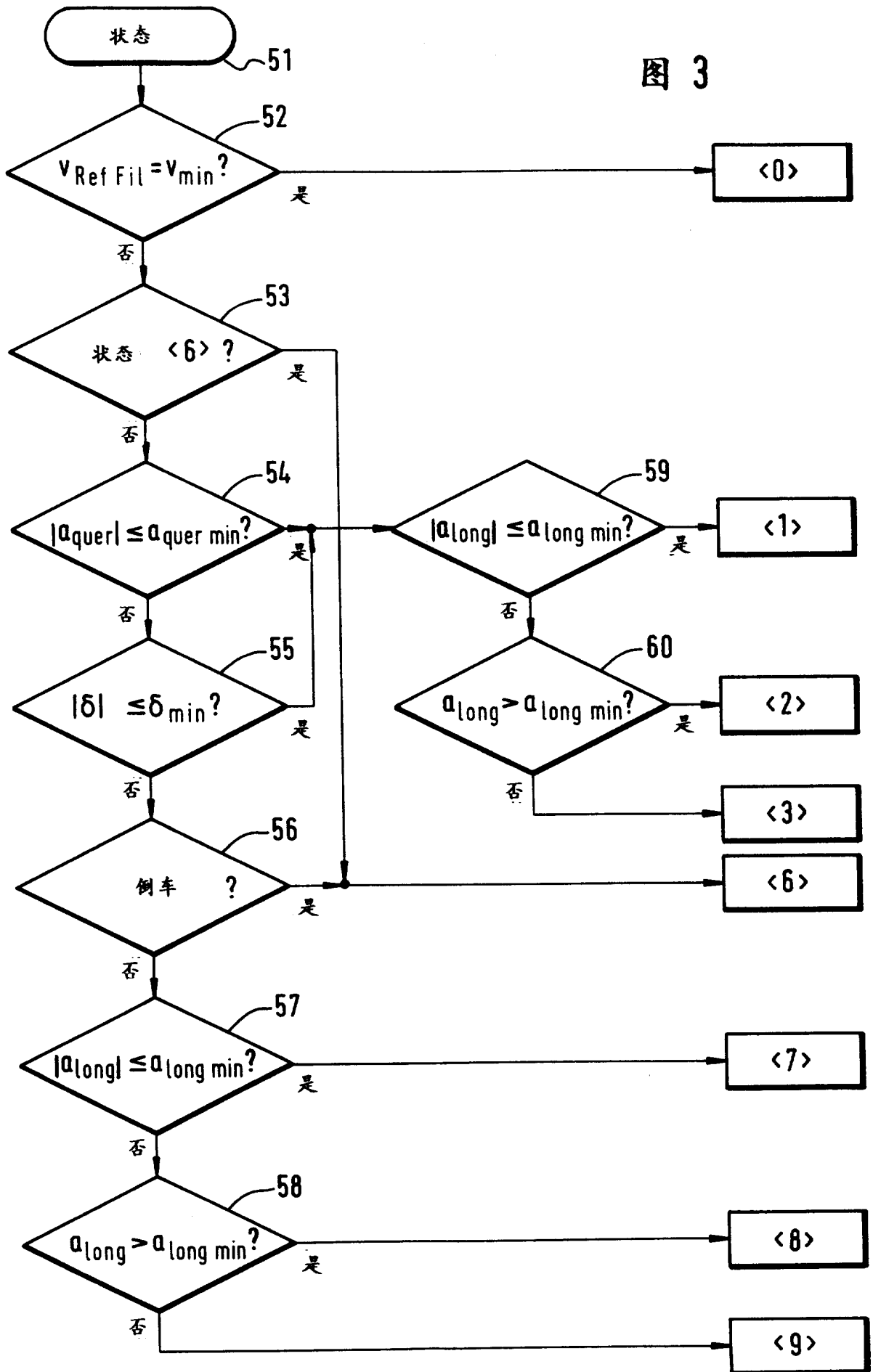


图 4

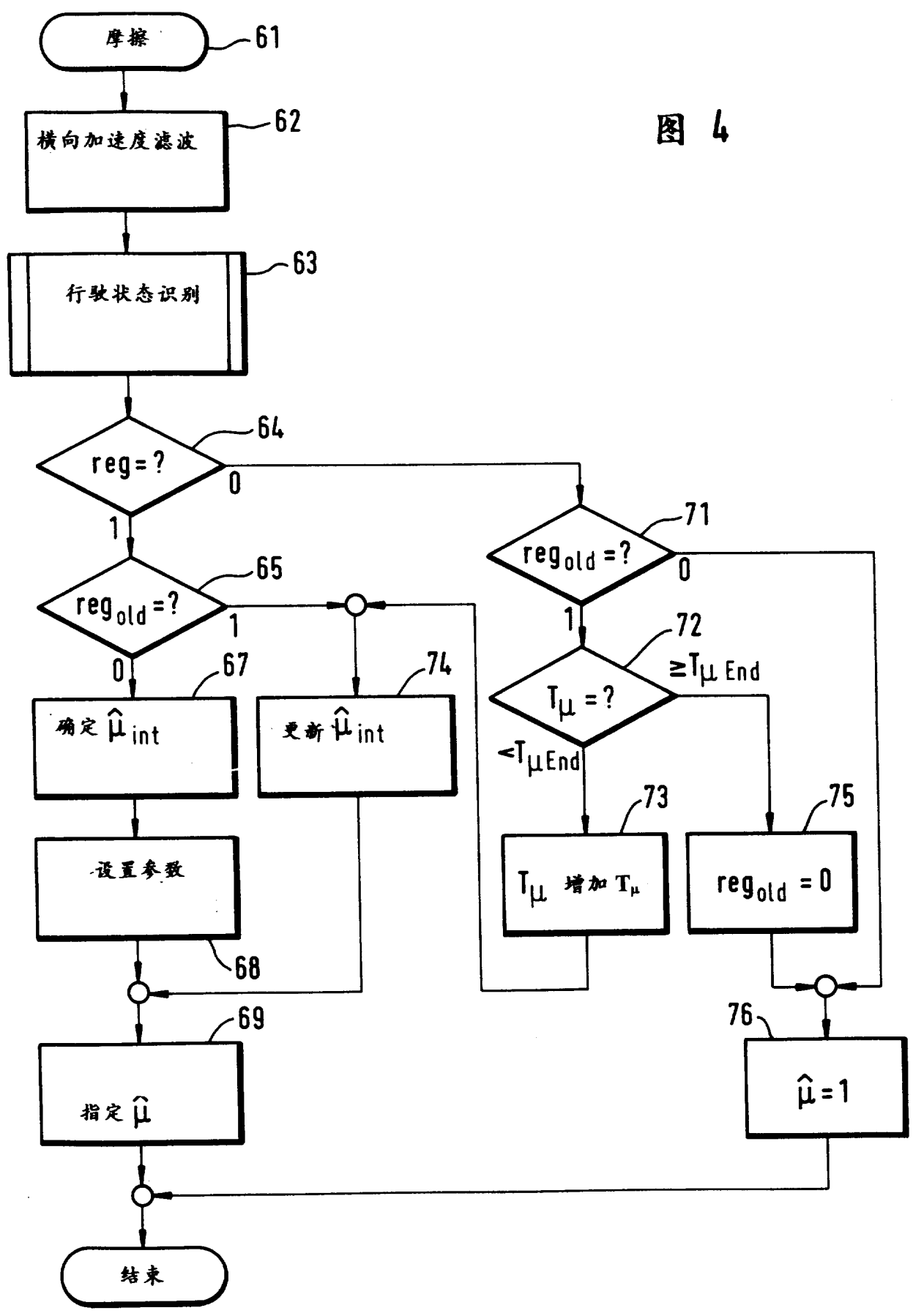
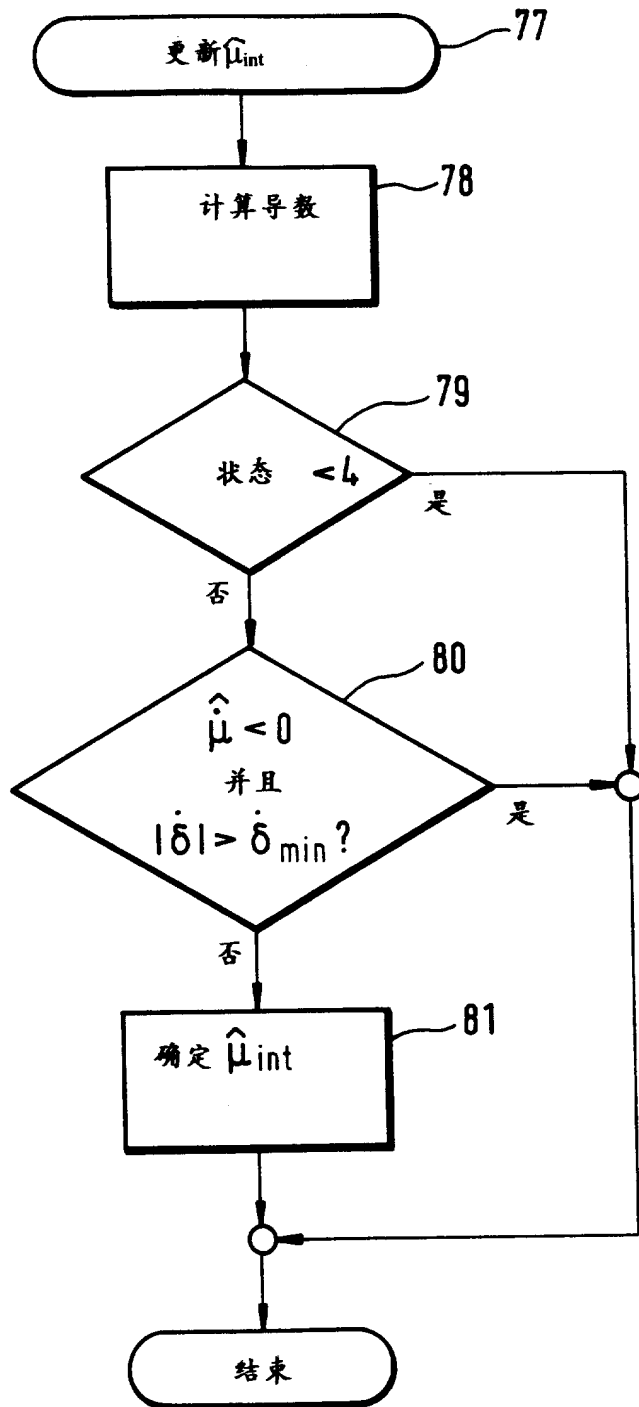


图 5



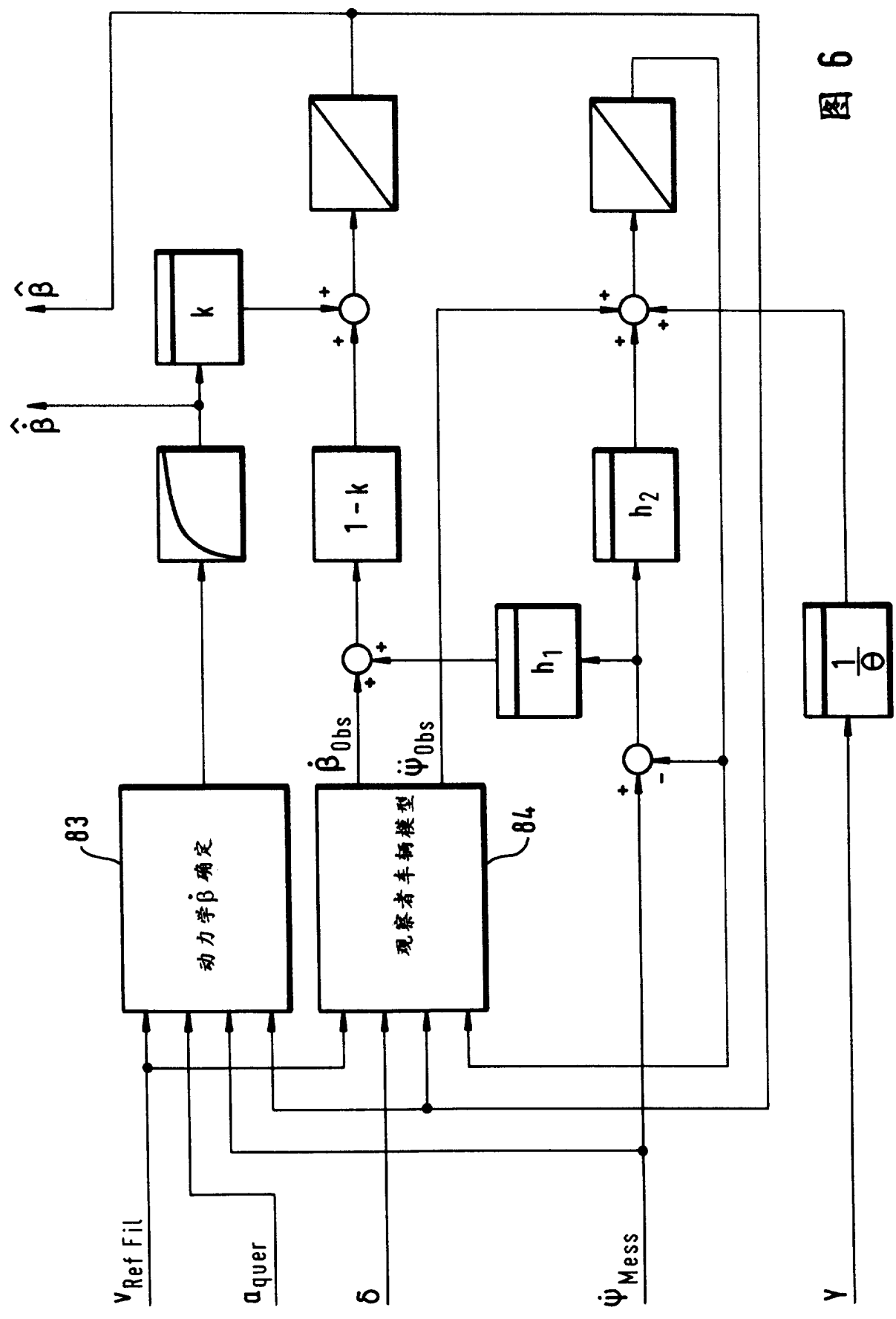


图 6

图 7

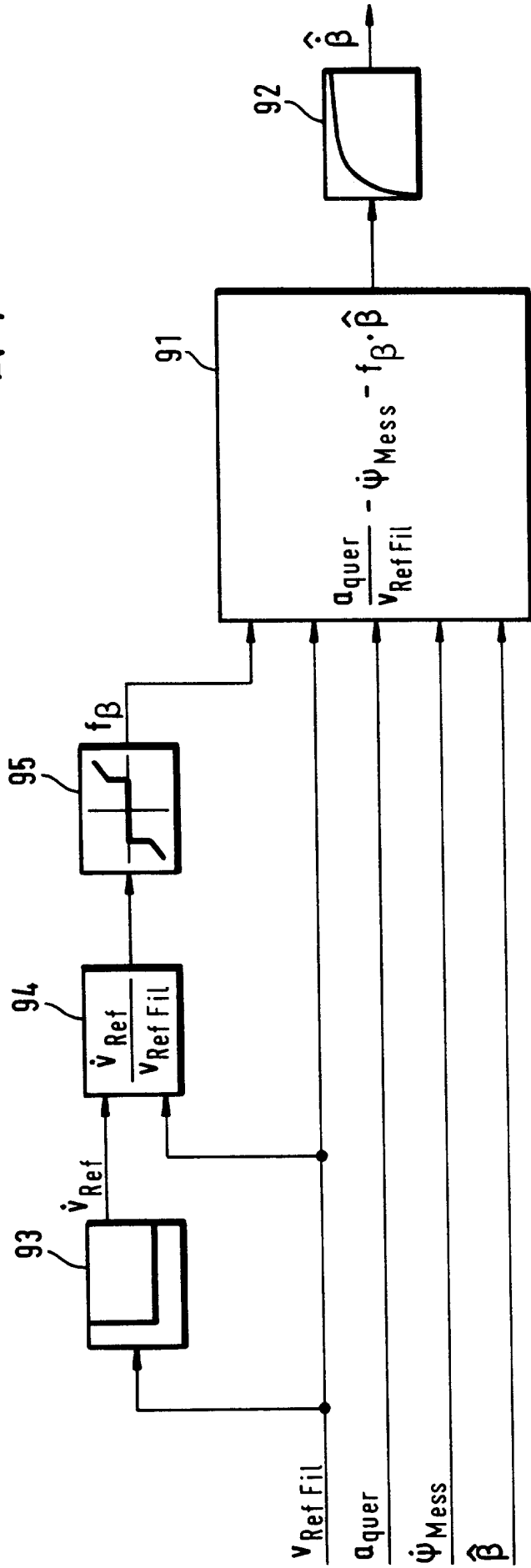
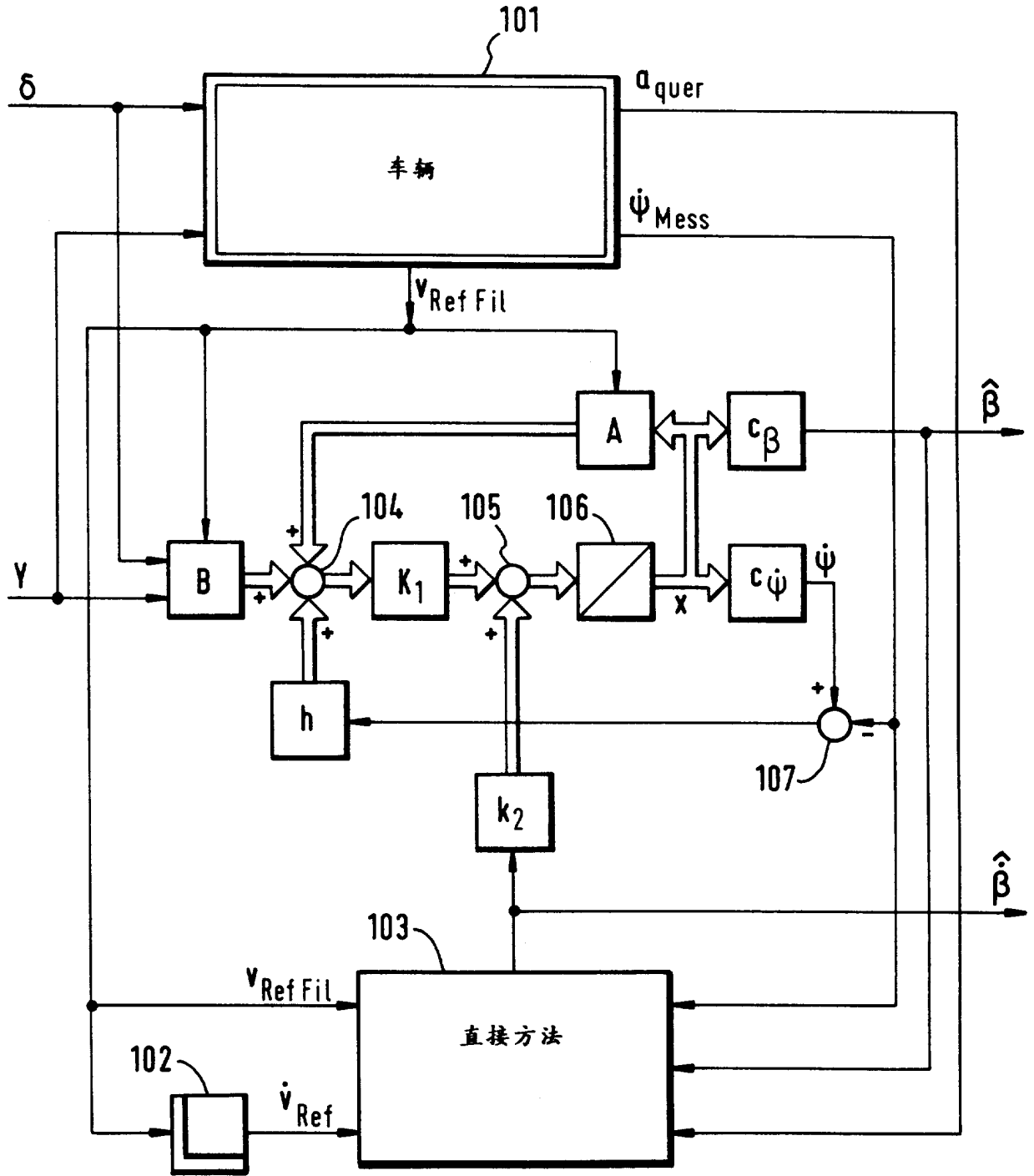


图 8



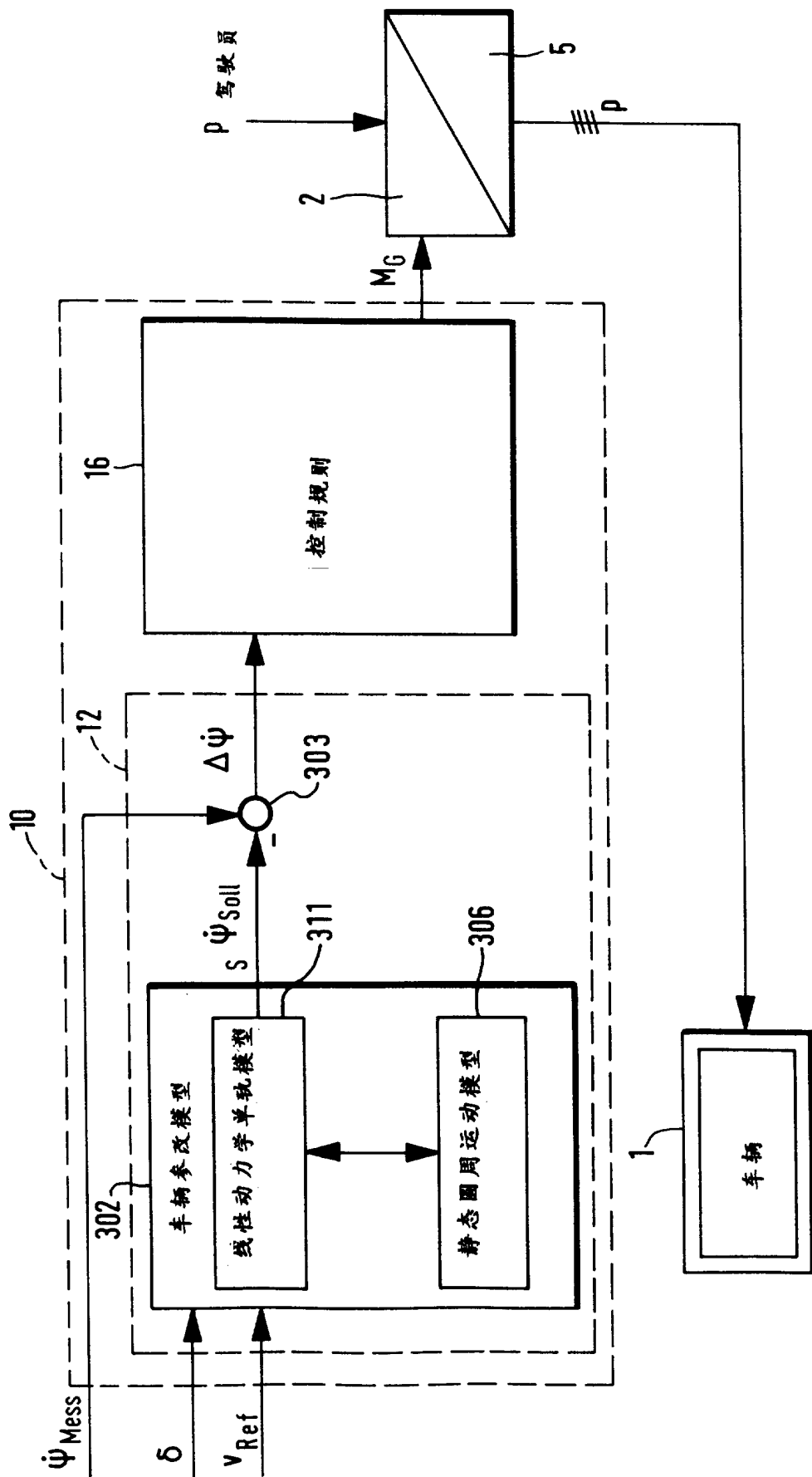


图 9

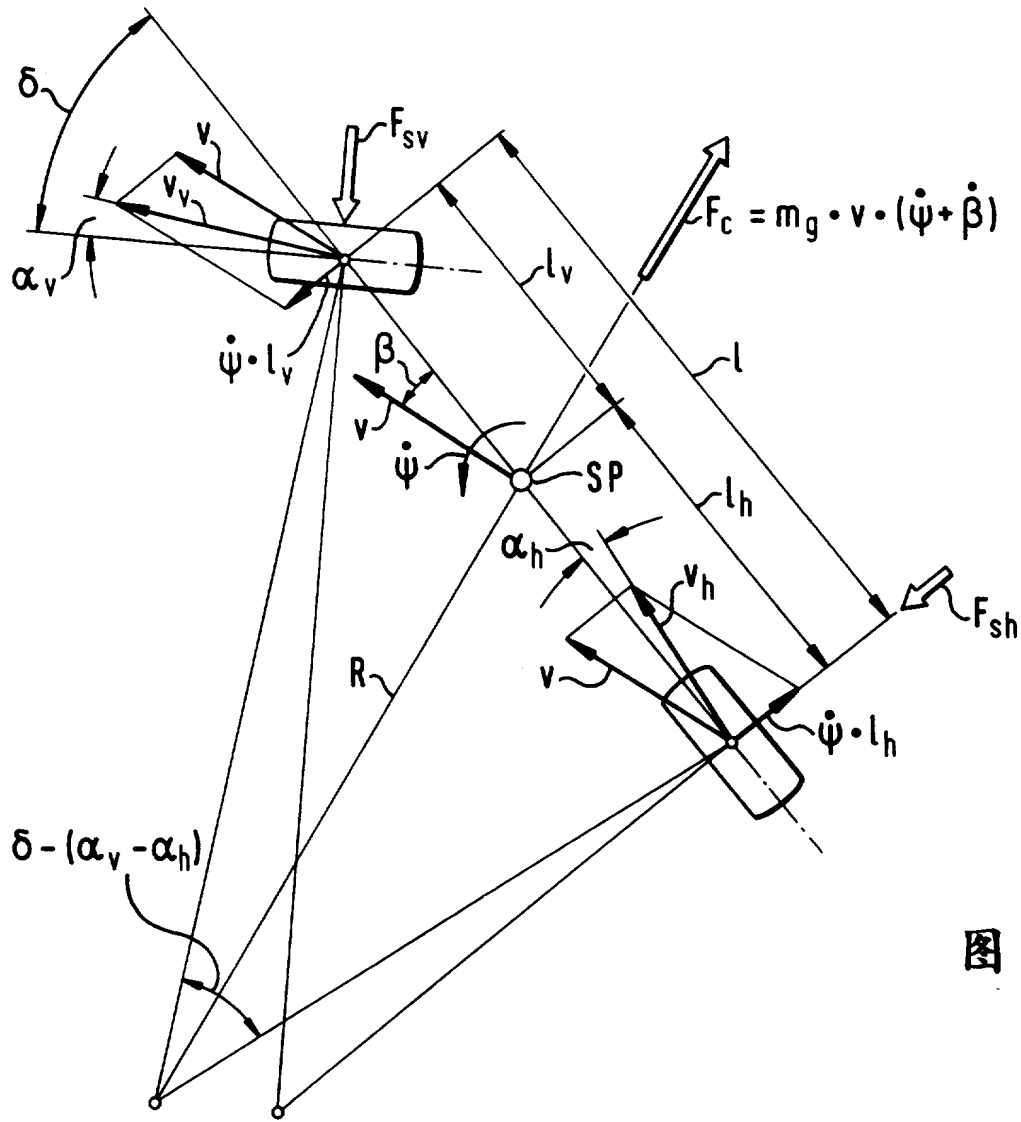


图 10

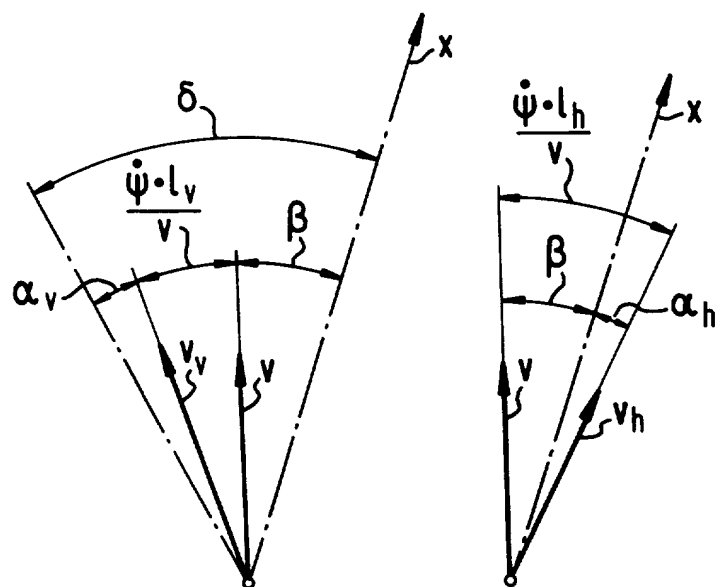


图 11

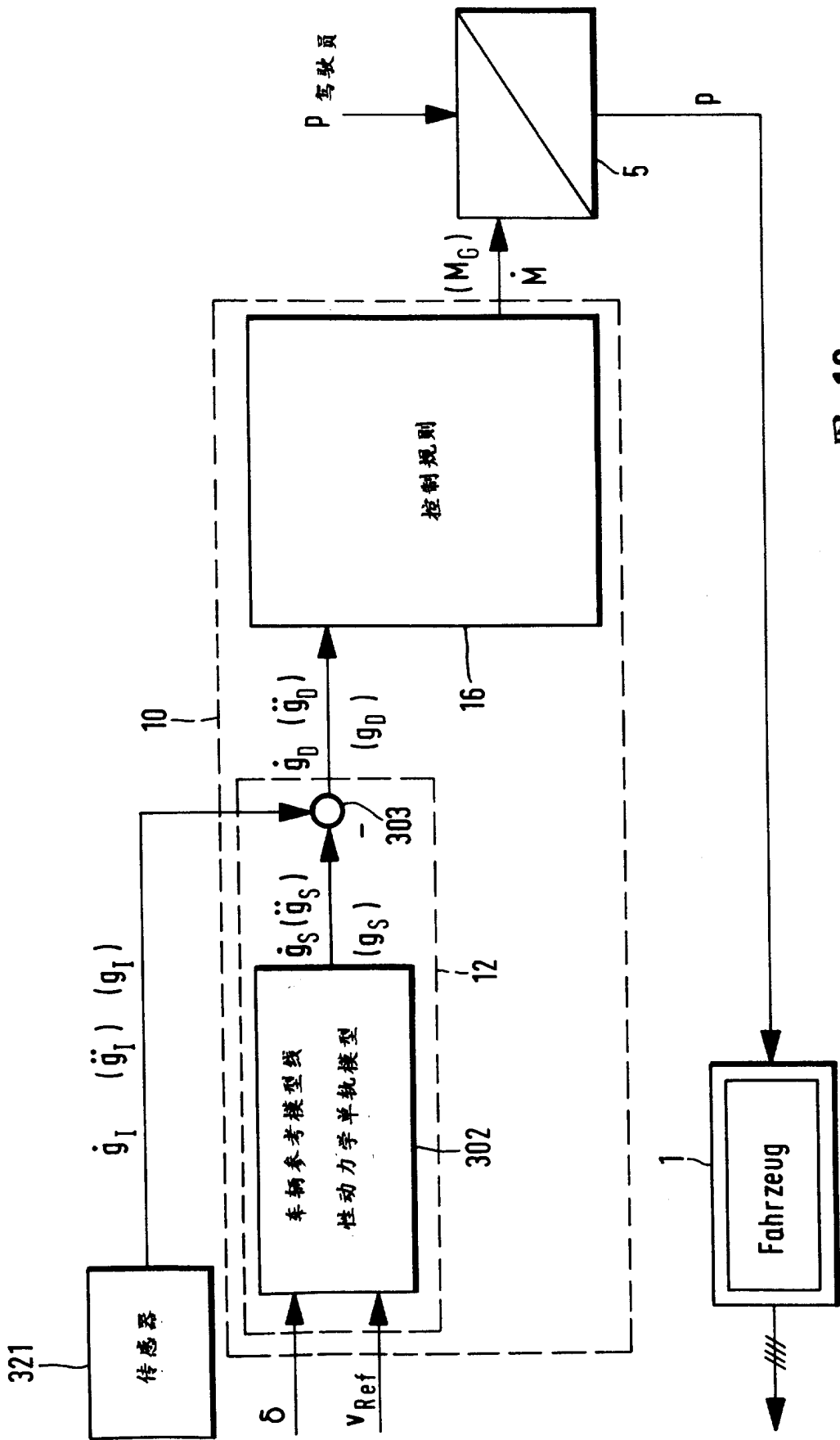


图 12

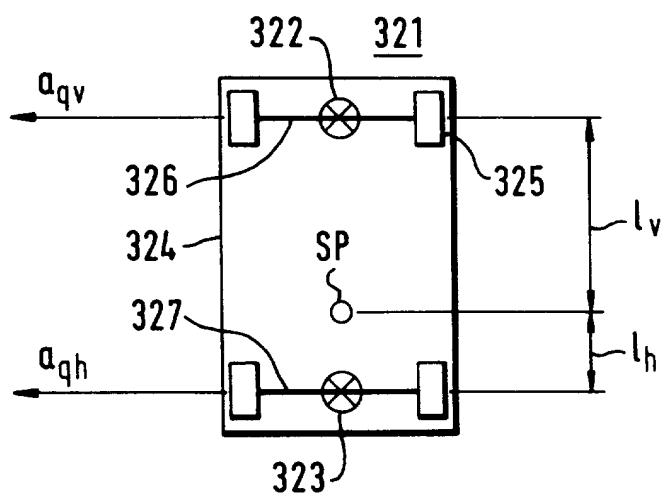


图 13

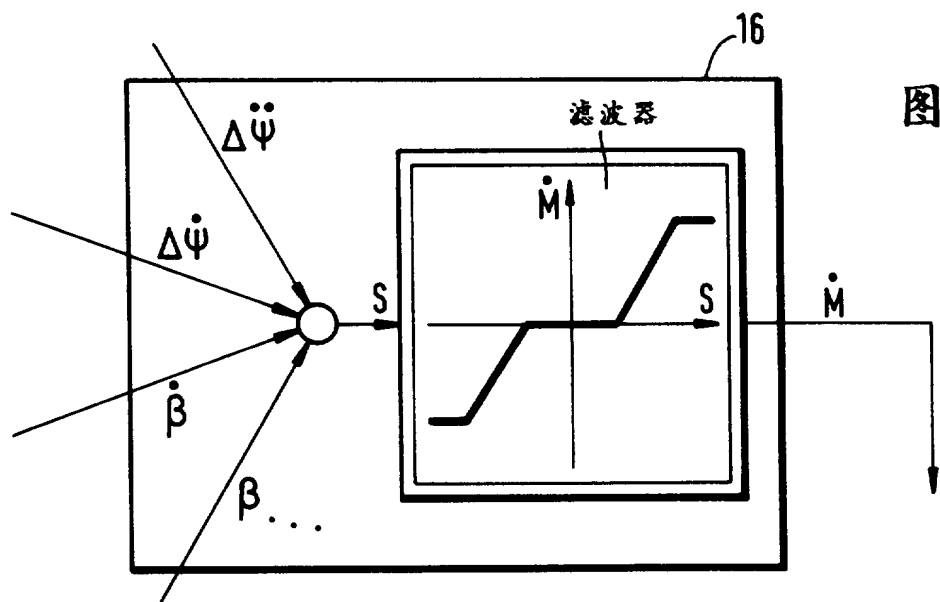


图 14

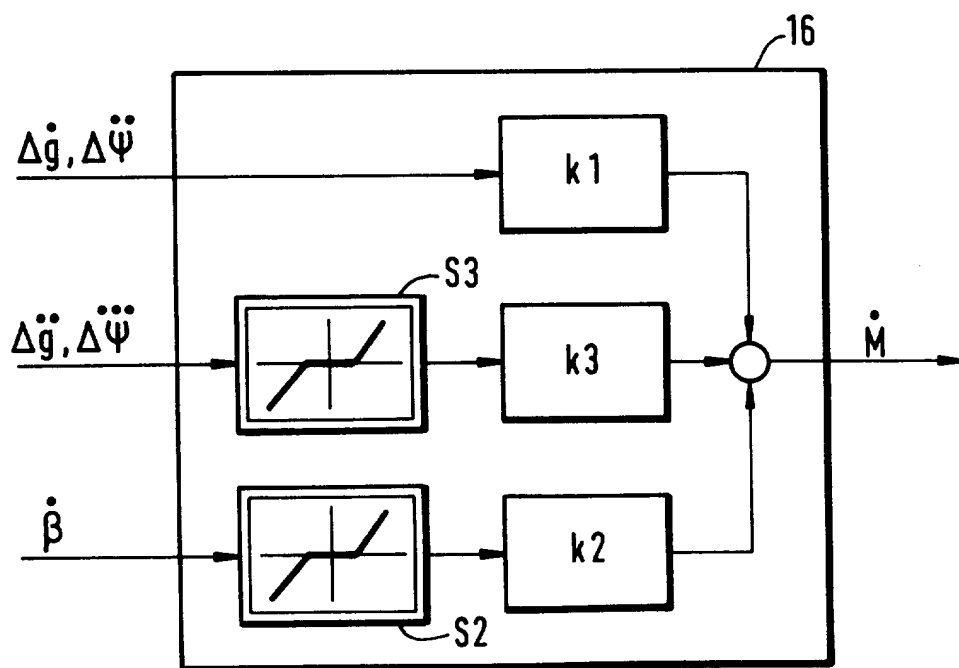


图 15

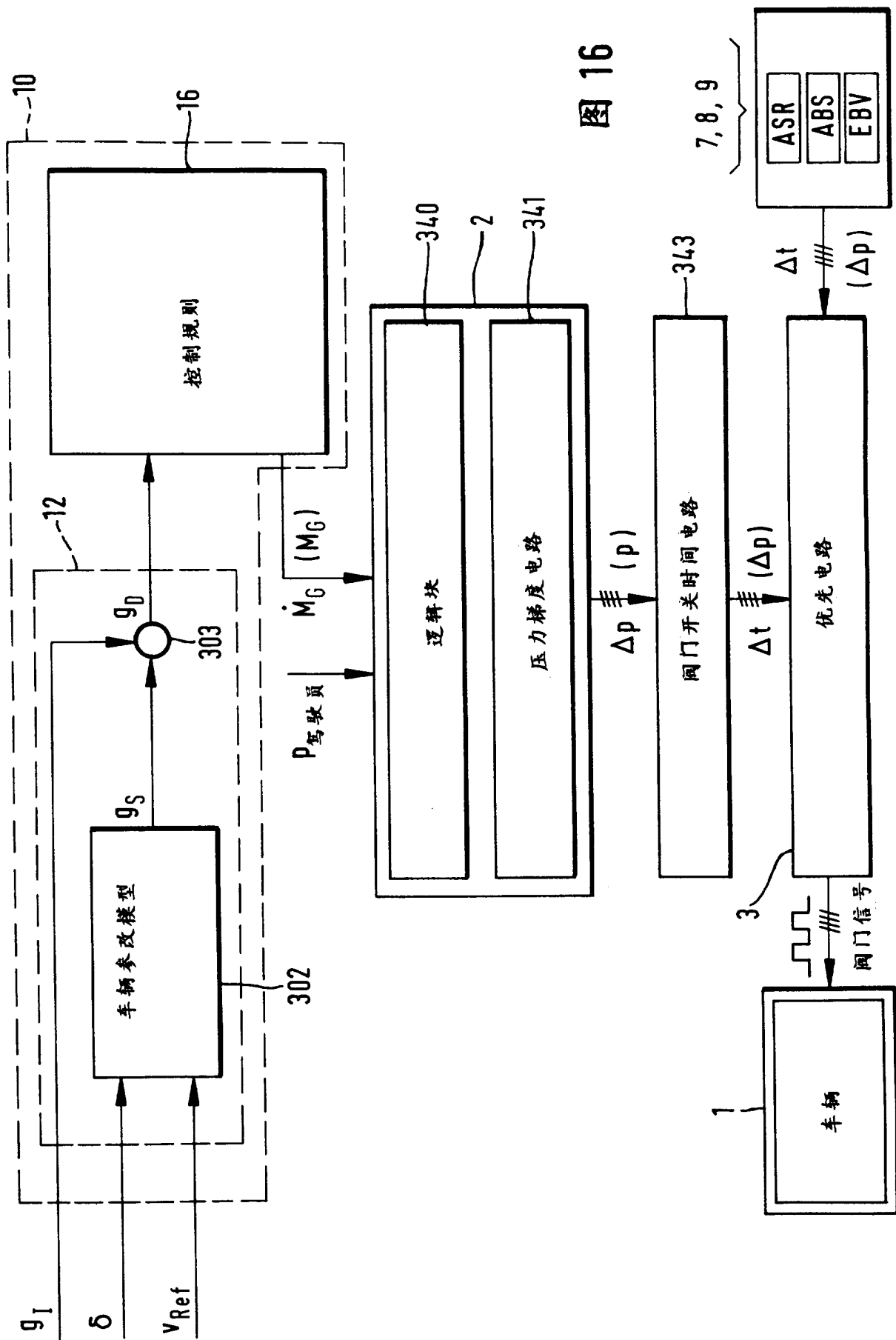


图 16

图 17

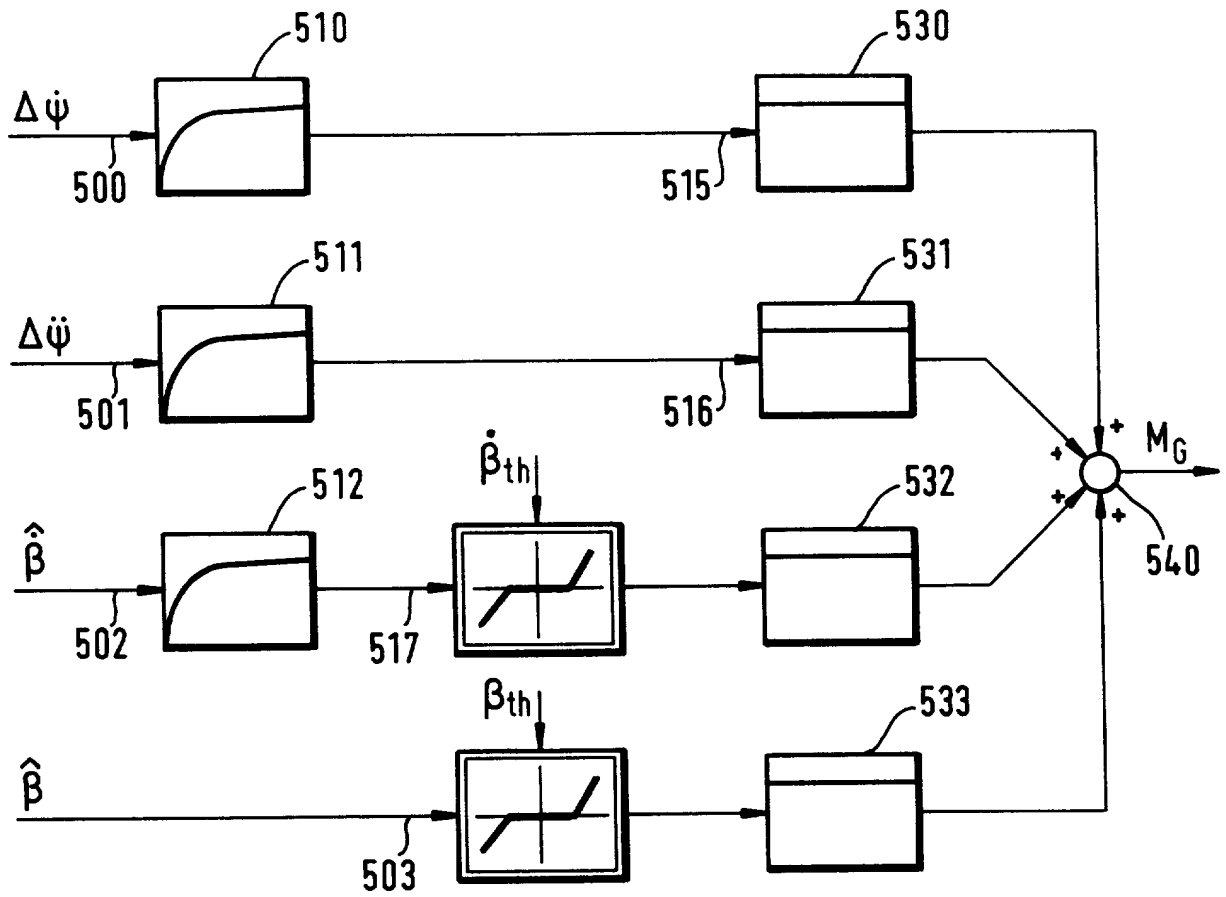


图 18

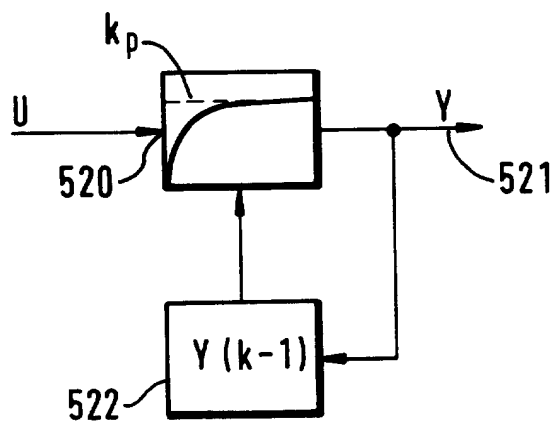


图 19

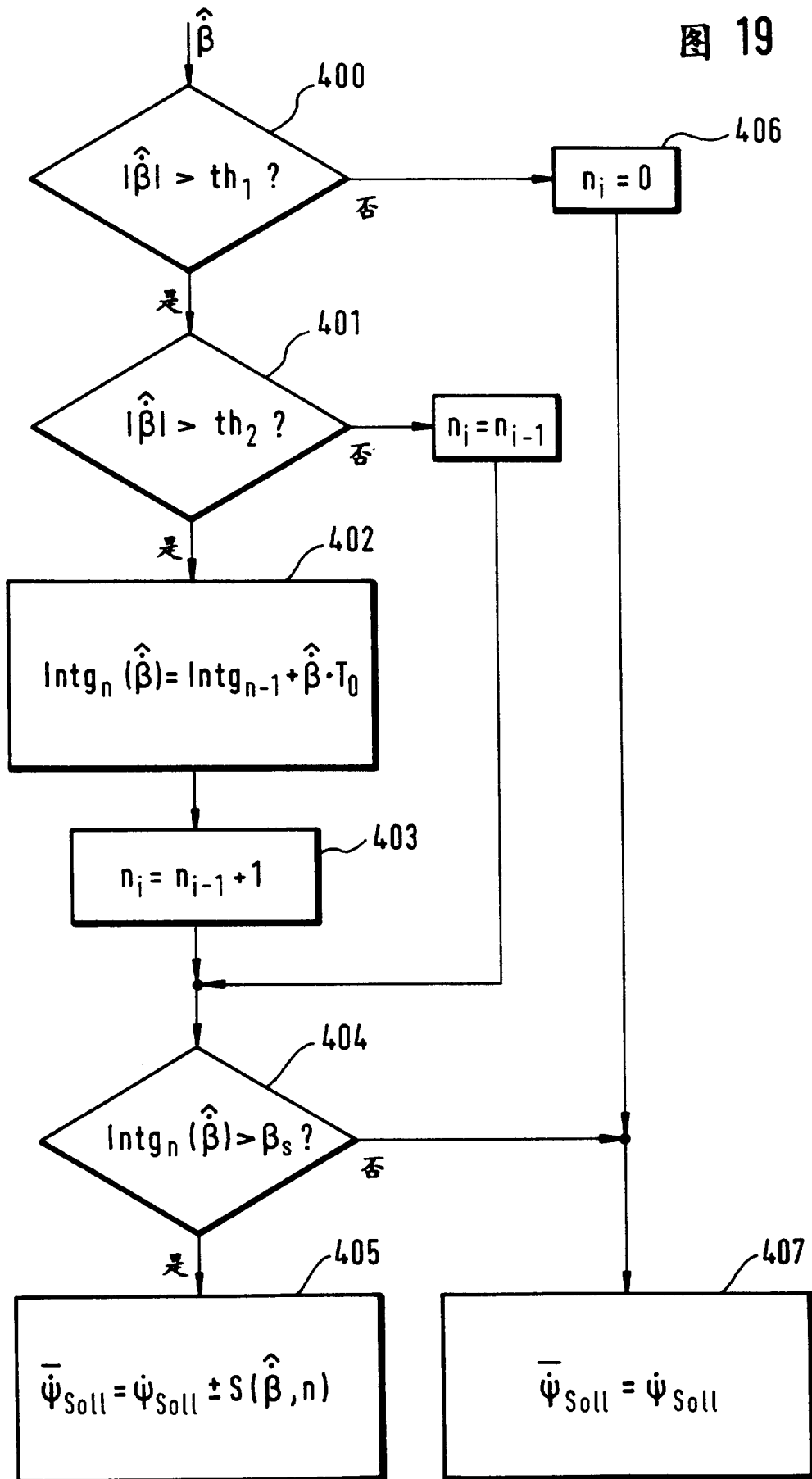


图 20

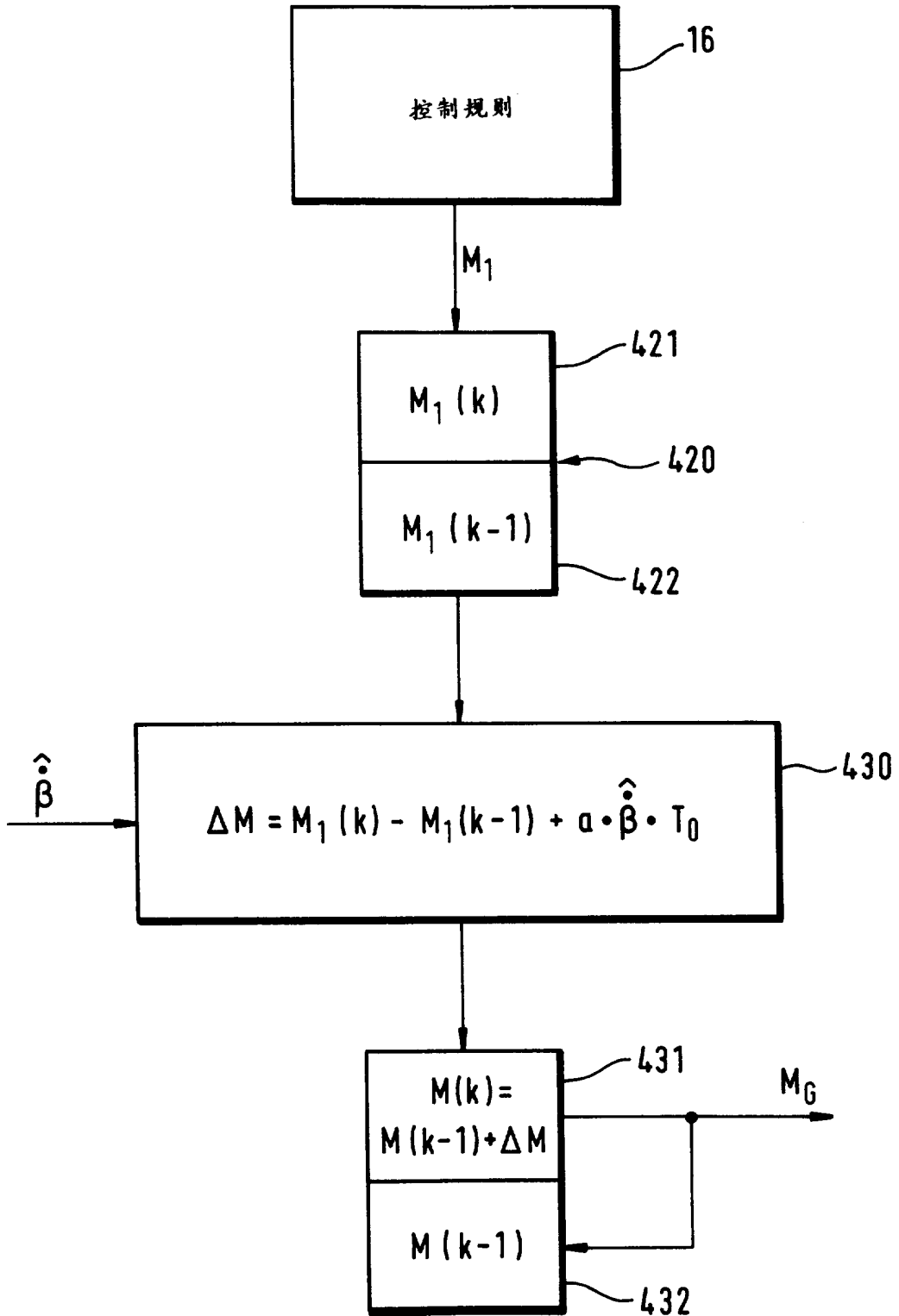
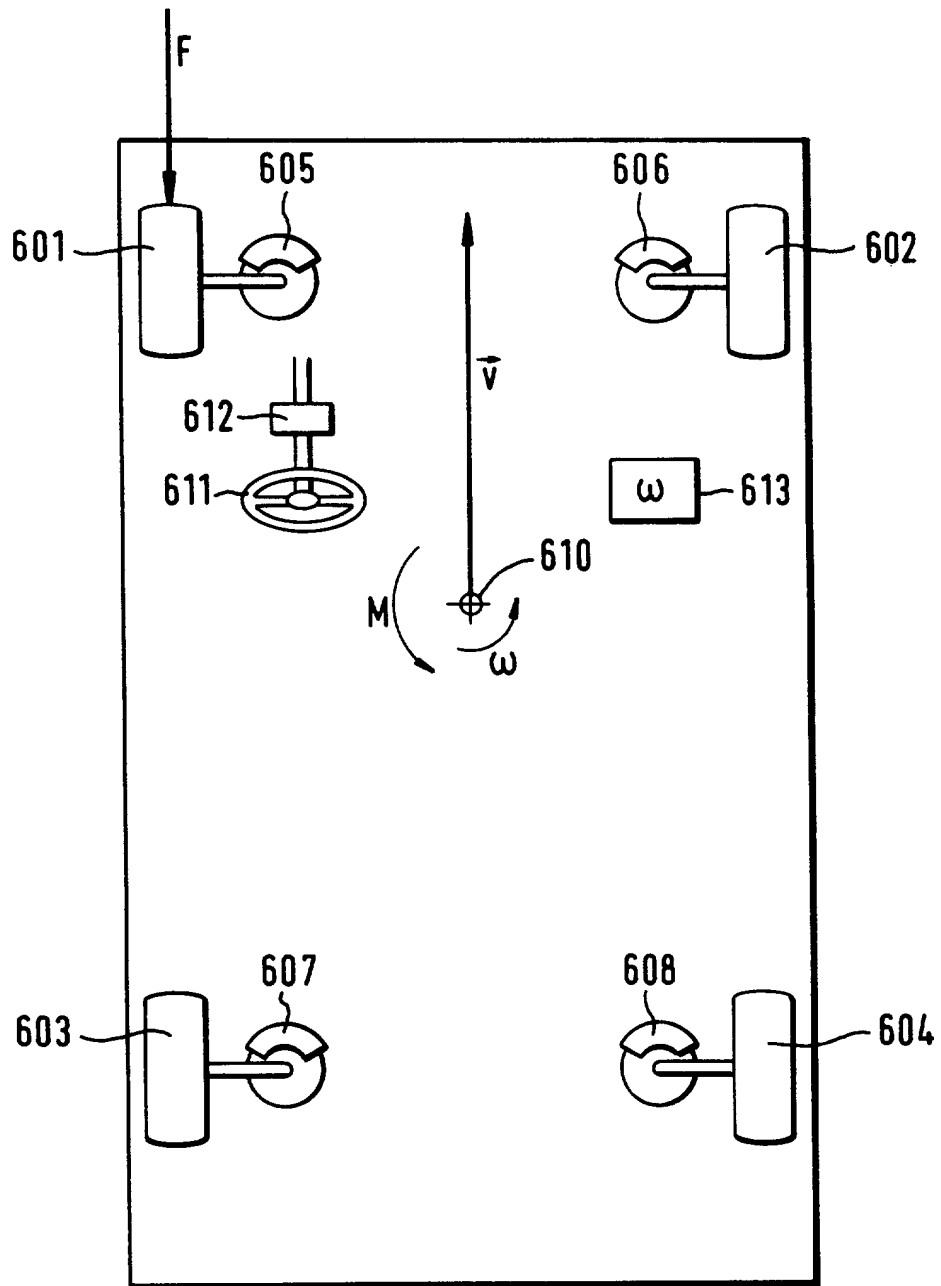


图 21



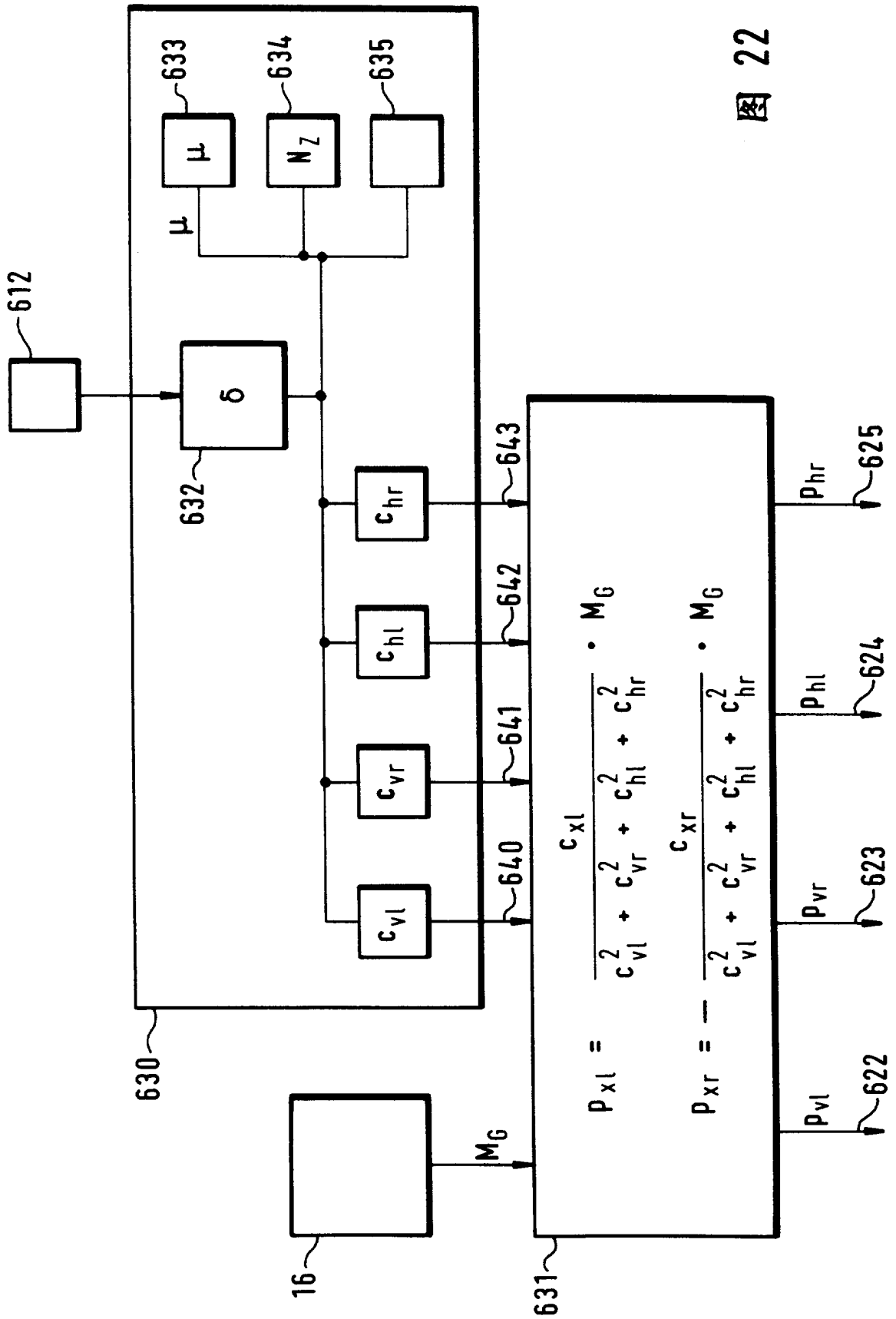


图 22

图 23

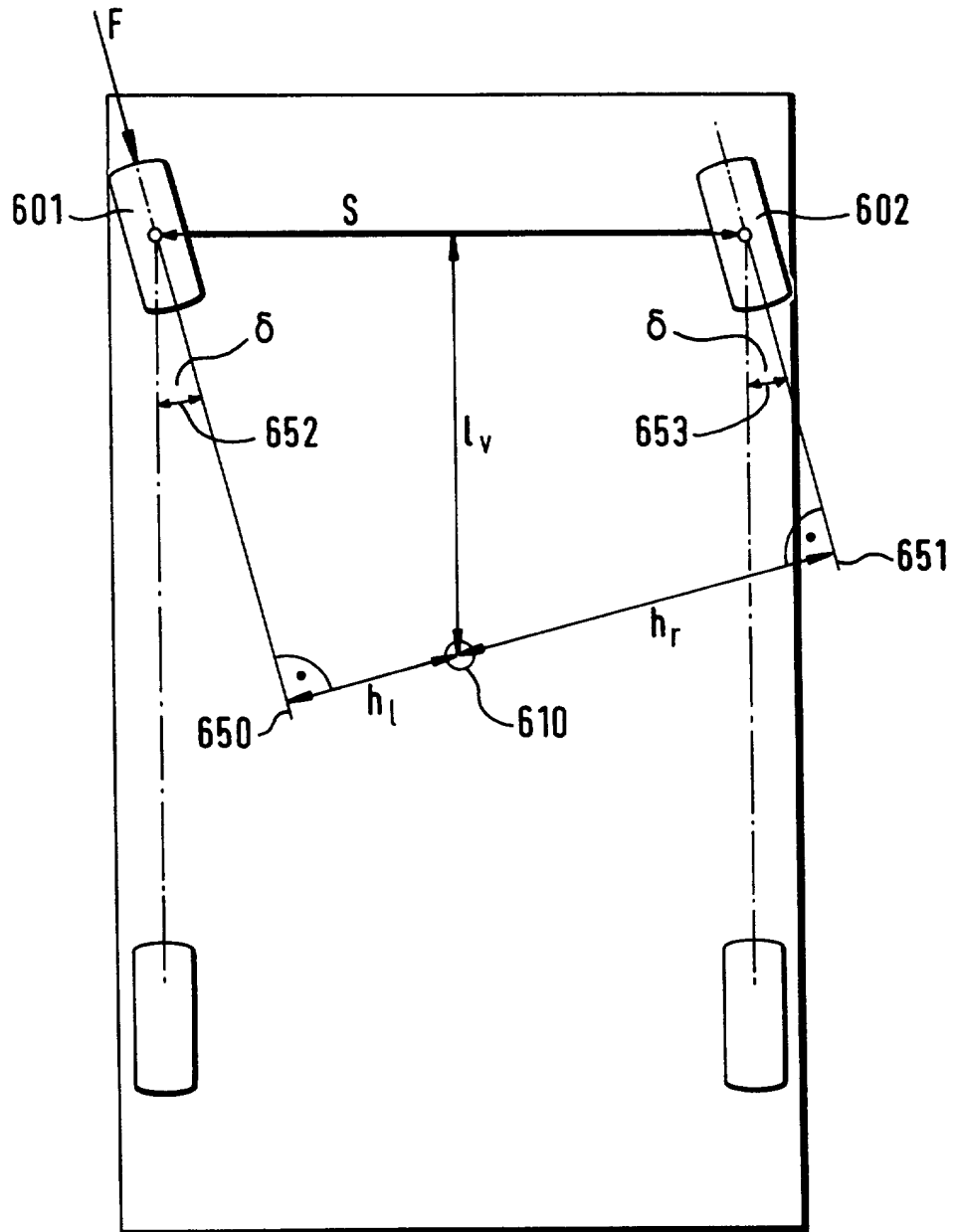


图 24

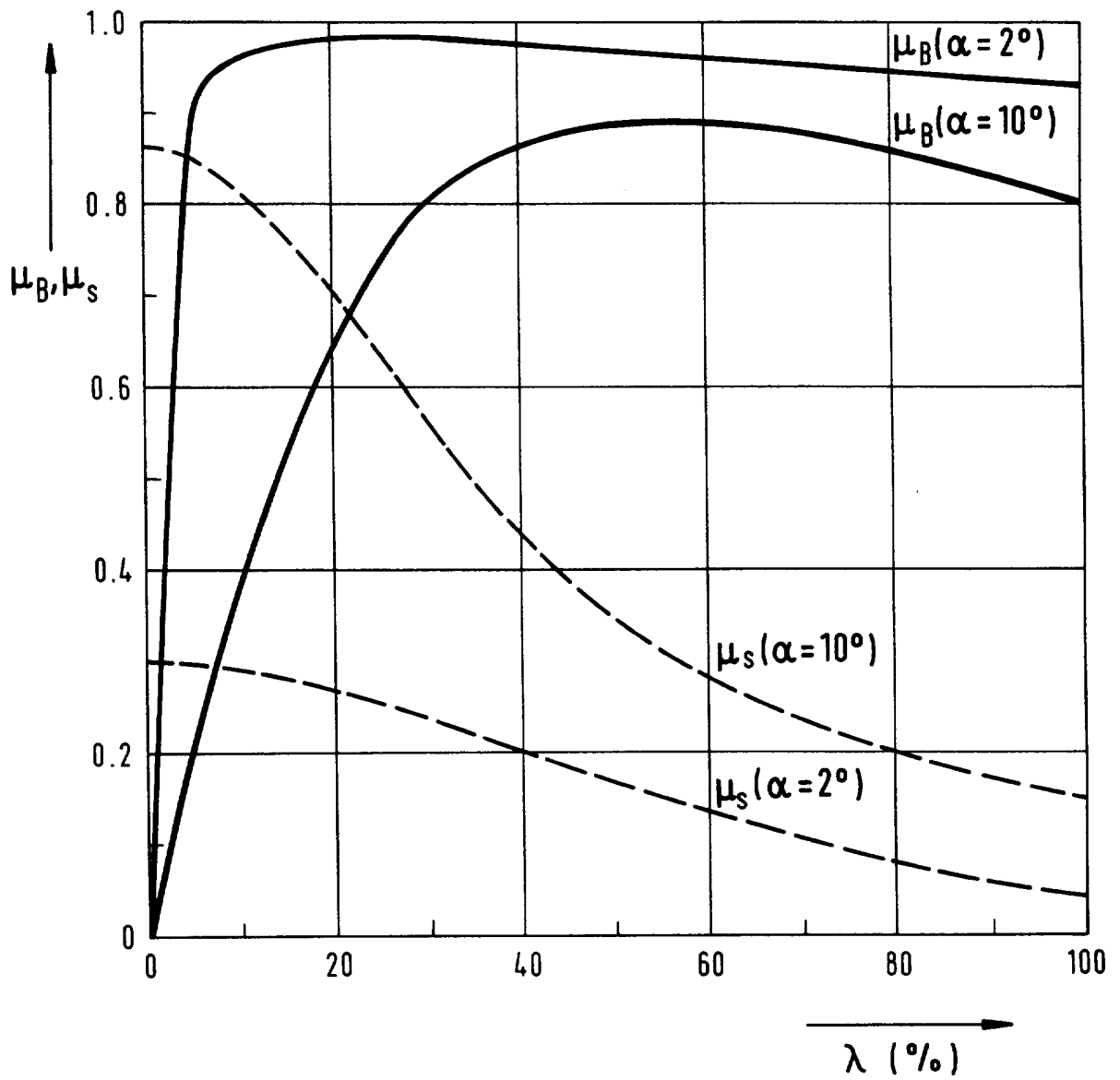


图 25A

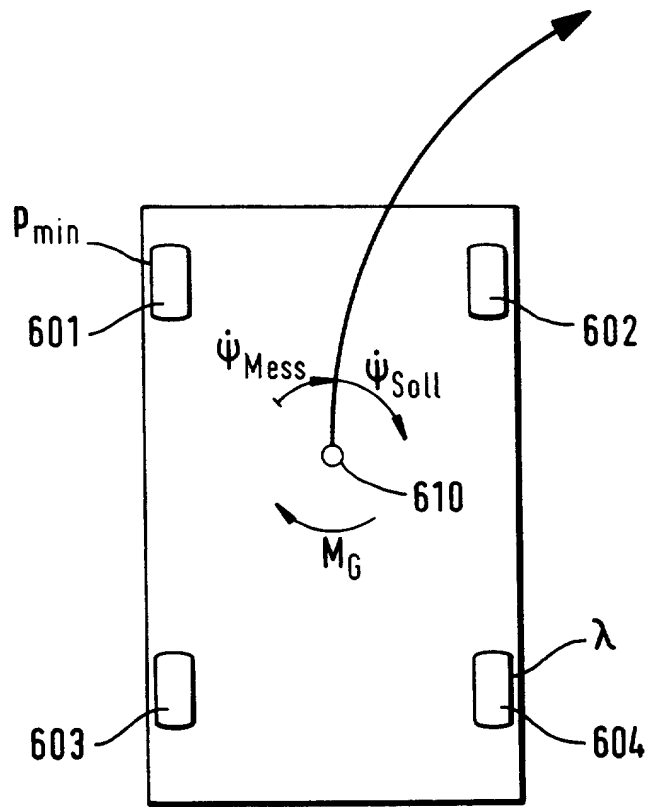


图 25B

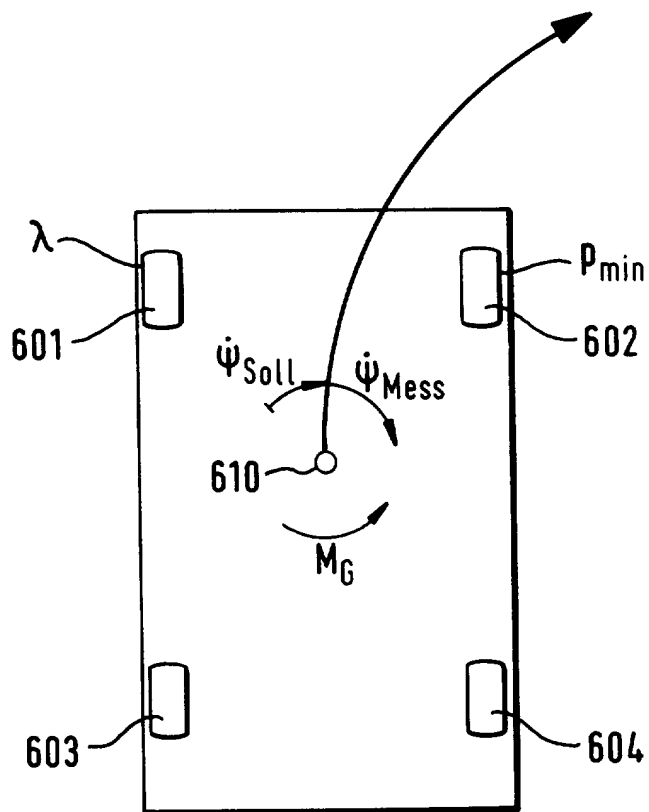
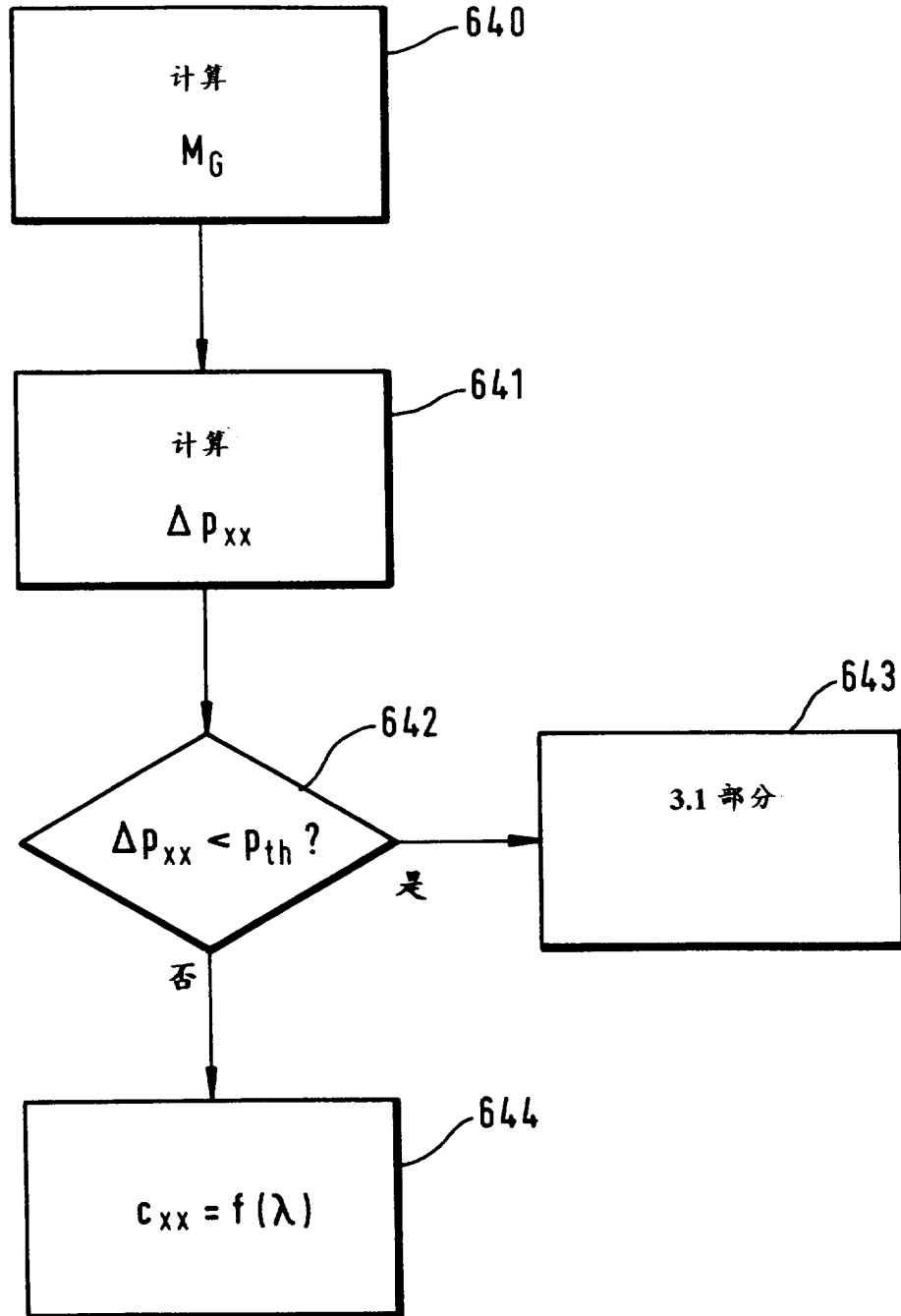


图 26



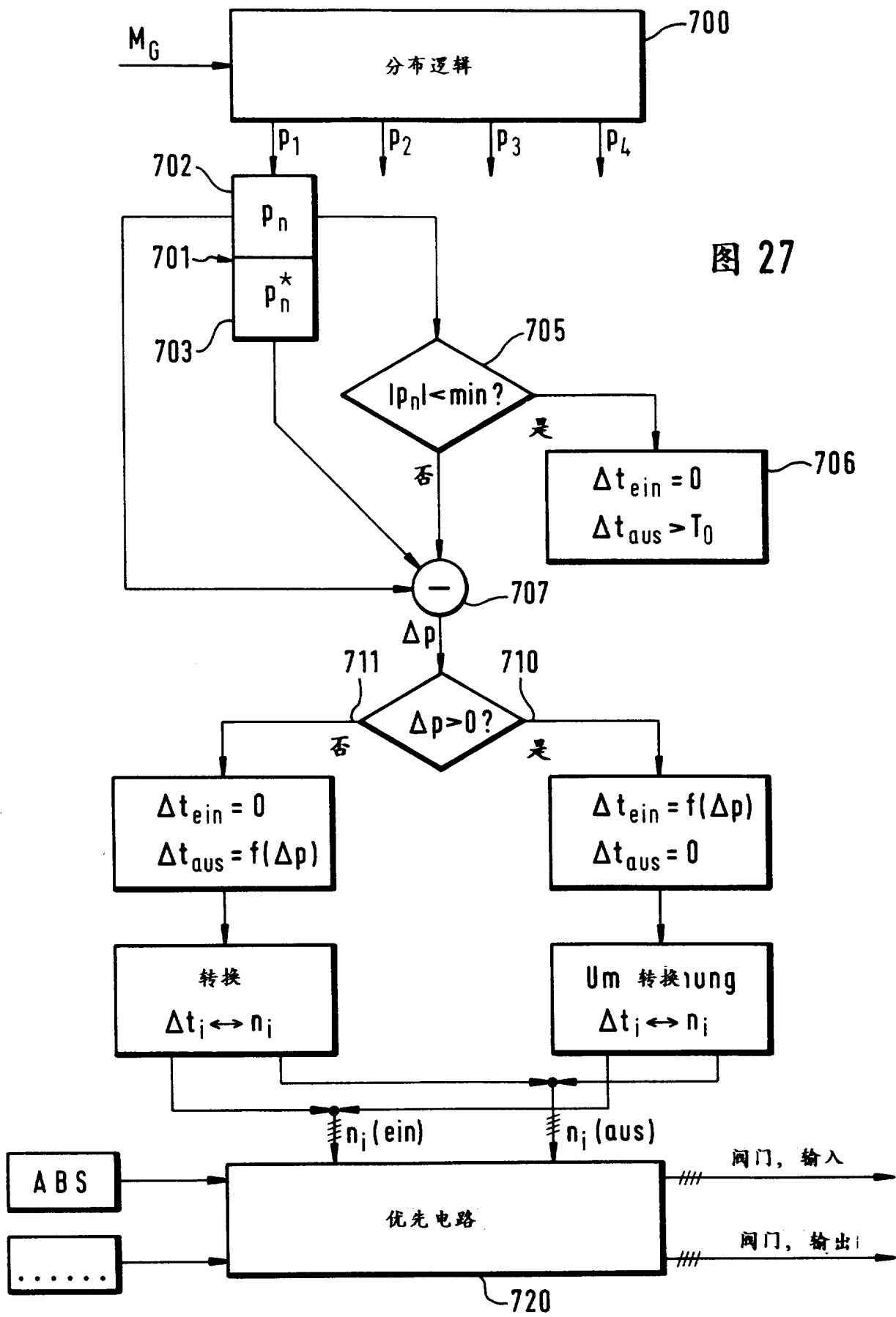


图 27

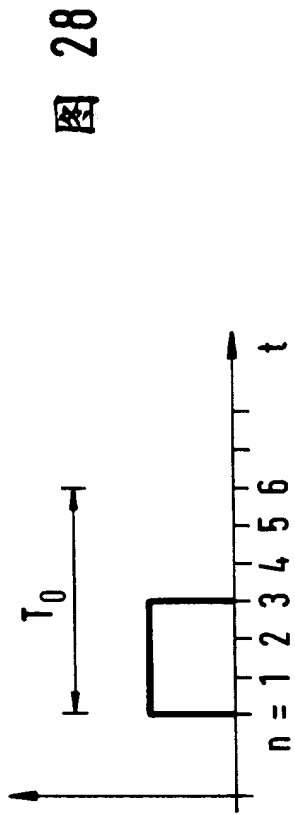


图 28

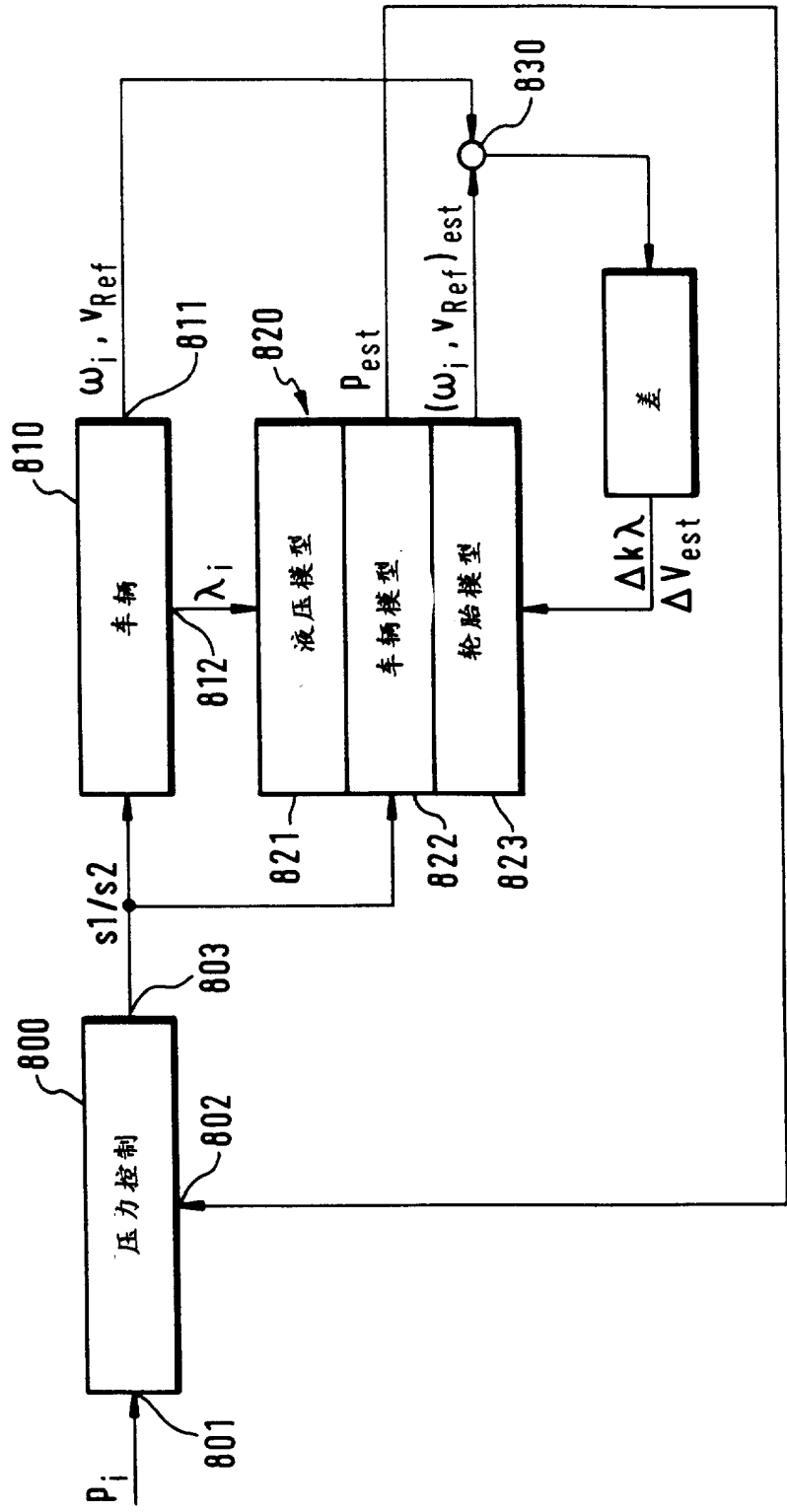


图 29