



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107407354 B

(45)授权公告日 2019.07.30

(21)申请号 201680014643.9

(22)申请日 2016.02.23

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107407354 A

(43)申请公布日 2017.11.28

(30)优先权数据
102015204383.5 2015.03.11 DE

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.09.08

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/DE2016/200104 2016.02.23

(87)PCT国际申请的公布数据
W02016/141935 DE 2016.09.15

(73)专利权人 舍弗勒技术股份两合公司
地址 德国黑措根奥拉赫

(72)发明人 马库斯·贝尔 马尔科·格雷特
多米尼克·赫尔科默
安德烈·肖尔

(74)专利代理机构 北京东方亿思知识产权代理
有限责任公司 11258

代理人 柳春雷

(51)Int.Cl.
F16D 48/02(2006.01)
F16H 61/38(2006.01)
F16D 48/06(2006.01)
F16H 61/06(2006.01)
F16D 25/12(2006.01)

(56)对比文件
DE 102005052716 A1,2007.05.16,
DE 102011121880 A1,2013.06.27,
JP 特开平7-77168 A,1995.03.20,
CN 102878126 A,2013.01.16,
CN 102224361 A,2011.10.19,
CN 104141643 A,2014.11.12,
CN 101929492 A,2010.12.29,

审查员 杨瑶

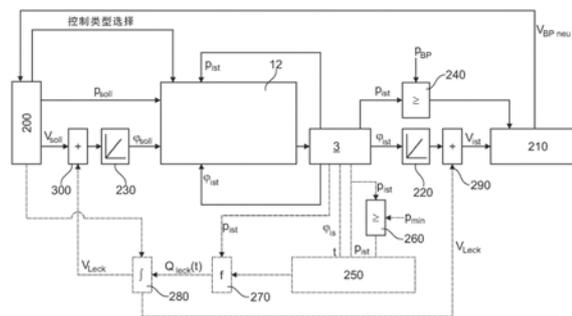
权利要求书1页 说明书5页 附图3页

(54)发明名称

用于调整和匹配液压式的执行机构的工作点的方法

(57)摘要

本发明涉及一种用于调整和匹配液压执行机构的工作点的方法,其中,体积流量源(3)通过装满液压液的压力管路(4)与液压缸(5)相连接,其中,由所述体积流量源(3)调节液压液的体积(V),并且所述执行机构(1)的位置的工作点在预定的参数下与通过所述执行机构(1)待被操作的装置(2)相匹配。在一种计算量被减少的方法中,由体积流量源电动机(9)的转动位置(φ)和/或所述体积流量源(3)的转动位置(φ)推导出所述液压液的用于调整所述工作点所需的体积($V_{ist\ neu}$)。



1. 一种用于调整和匹配液压式的执行机构的工作点的方法,其中,体积流量源(3)通过装满液压液的压力管路(4)与液压缸(5)相连接,其中,通过所述体积流量源(3)调节所述液压液的体积(V),并且所述执行机构(1)的位置的工作点在预定的参数下与通过所述执行机构(1)待操作的装置(2)相匹配,其特征在于,由体积流量源电动机(9)的转动位置(φ)和/或所述体积流量源(3)的转动位置(φ)推导出所述液压液的用于调整所述工作点所需的体积($V_{ist\ neu}$),所述液压液的用于调整所述工作点所需的体积($V_{ist\ neu}$)在低于预设的工作点时通过转角调节进行调整,并且在高于预设的工作点时通过由压强角度调节器(12)执行的压强调节进行调整。

2. 根据权利要求1所述的方法,其特征在于,为确定所述转动位置,测量所述体积流量源电动机(9)的实际转角(φ_{ist})和/或所述体积流量源(3)的实际转角(φ_{ist}),所述实际转角被调节到包含在压强角度调节器(12)中的转角调节单元的转角调节回路的额定转角(φ_{soll})。

3. 根据权利要求1所述的方法,其特征在于,通过测得的转角(φ_{ist})与每转角的所述体积流量源的体积的乘积确定所述液压液的体积(V)。

4. 根据权利要求1所述的方法,其特征在于,所述转角调节和所述压强调节在预设的工作点的范围内重叠。

5. 根据上述权利要求1至4中任一项所述的方法,其特征在于,离合器装置(2)的接触点(TP)被用作预设的工作点。

6. 根据上述权利要求1至4中任一项所述的方法,其特征在于,在确定所述液压液的体积(V)时,考虑累加的泄漏(V_{Leck})。

7. 一种用于操作机动车辆传动系的离合器装置的方法,所述机动车辆传动系包括液压式的执行机构(1),其中,体积流量源(3)通过装满液压液的压力管路(4)与液压缸(5)相连接,其中,由所述体积流量源(3)调节所述液压液的体积(V),其特征在于,根据上述权利要求1-6中任一项所述的方法调整所述液压液的体积(V)。

8. 根据权利要求7所述的方法,其特征在于,所述液压液的体积(V)作为预控制值被应用在控制回路中,所述控制回路借助所述液压式的执行机构(1)调节所述离合器装置(2)的位置和/或压强。

9. 一种液压式的执行机构,所述液压式的执行机构包括体积流量源(3),所述体积流量源(3)被发动机(9)驱动,并且所述体积流量源通过压力管路(4)与液压缸(5)相连接,其特征在于,在所述发动机(9)和/或所述体积流量源(3)上安置用于测量所述发动机(9)的转角或所述体积流量源(3)的转角(φ_{ist})的角度传感器(10),所述角度传感器用来提供用于所述执行机构(1)的工作点匹配的输入变量,所述角度传感器与工作点匹配单元(210)连接,根据上述权利要求1-6中任一项所述的方法调整所述执行机构的工作点。

10. 根据权利要求9所述的执行机构,其特征在于,所述执行机构用于机动车辆传动系。

用于调整和匹配液压式的执行机构的工作点的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于调整和匹配液压式执行机构的工作点的方法,其中,体积流量源通过装满液压液的压力管路被连接至液压缸,其中,液压液的体积由体积流量源调节,并且执行机构的位置的工作点在预定参数的情况下与通过执行机构待操作的装置相匹配。此外,设计了一种机动车辆传动系的离合器的操作的方法,以及一种液压执行机构。

背景技术

[0002] 液压执行机构特别在机动车辆中被广泛地使用。因此能够被用于摩擦离合器的操作或自动变速器的自动挂挡。在这种情况下,这类液压执行机构具有以位置的形式表现的确定的工作点,其中,挡被挂在该位置上,或者离合器从该位置开始传递第一扭矩。但是由于液压执行机构的磨损和损坏,工作点会发生改变,这种改变需要在运行时进行调整。

[0003] 由DE 10 2012 021 211 A1已知一种用于确定机动车辆传动系液压执行机构的调整参数的方法。液压执行机构包括泵和液压缸,其中,泵的压力管接口被连接至液压缸的接口。调整参数在这种情况下是流体体积的功能,该流体被用来调整执行机构的预定工作点的泵输送。在这种情况下,工作点被定义为泵的工作点转速值和泵的工作点控制值的数值对。这些通过调整泵至工作点转速值完成,因此泵输送与工作点转速值相符的液体体积流量。随后液体体积关于直至执行机构的最终工作状态的时间进行积分,其中,泵的控制值小于等于工作点控制值。这类设备的缺点在于用于调整工作点需要庞大的计算量。

发明内容

[0004] 本发明所要解决的技术问题是,提供一种调整工作点的方法,能够快速但准确地确定工作点。

[0005] 根据本发明如此解决上述技术问题,流量源电动机的转动位置和/或体积流量源的转动位置推导出用于调整工作点的必要的液压液的体积由体积。这种方式的优点在于,利用了从例如泵或静液压主动活塞的体积流量源输出的体积以及体积流量源的角位置之间的比例关系,这是因为体积流量源每一转会产生预定的体积冲程。通过对体积流量源或电动机的转角的应用,以及对转角和被输送的体积之间固定关系的应用,能够可靠地产生液压执行机构特别是在低压范围里的特性曲线。因为体积流量源的转角被直接测量,所以能够省去对液压液体积流量的积分步骤。

[0006] 有利地,为确定转动位置,测量体积流量源电动机的和/或体积流量源的实际转角,该实际转角被调节到转角调节单元的上述转角调节回路的额定转角。在每个转角调节回路中,根据待被调整的工作点计算确定的体积,该体积作为转角调节回路的输出值,并且被传递至用于调整额定转角的预控制器。这使得随着变化的额定转角总能够可靠地调整理想的工作点。

[0007] 在一种设计方案中,通过测得的转角与每角度体积流量源的体积的乘积确定液压液的体积。因为每角度体积流量源的体积是体积流量源的固定的操作变量,所以能够简单

地确定在体积流量源的或体积流量源电动机的转角与被输送的体积之间的比例关系。

[0008] 在一种实施方式中,通过测得的实际压强或测得的实际转角,使新的体积与工作点的调整相匹配。有利地,实际转角被预先换算为实际体积。

[0009] 在一种设计方案中,通过预设的压强定义工作点,其中,当达到预设压强时,由测得的实际转角导出的实际体积被确定为工作点的新的体积,该新的体积被传递至用于确定额定转角和/或额定压强的控制单元或控制回路。

[0010] 在一种变形方案中,用于液压液的用于调整工作点的必要的体积在低于预设的工作点时通过转角调节进行调整,并且在高于预设的工作点时通过压强调节进行调整。由此确保在液压执行机构的不同位置上,能够确定准确的特性曲线,因为在压强值不能被充分测量的范围内,压强调节被转角调节取代。

[0011] 在一种实施方式中,转角调节和压强调节在预定的工作点的范围内重叠。通过比较由压强调节或由转角调节确定的结果,工作点能够被特别简单地验证。

[0012] 在一种设计方案中,离合器的接触点被用作预设的工作点。在这种情况下,接触点是指液压执行机构上这样的位置,在这个位置上,当力 $<10\text{N}$ 时,离合器装置开始接合并传递力矩。

[0013] 因为预期液压离合器执行机构只有少量泄漏,所以在确定液压液体积时,考虑累加的泄漏。对此,有意义的是,仅在高于一定压强的情况下对所述泄露进行匹配。通过体积流量源角度和实际压强确定泄露参数。在使用这些参数的情况下由压强确定泄漏率。通过泄漏率关于时间的积分计算出泄漏体积。

[0014] 本发明的一种改进方案涉及一种用于操作机动车辆传动系的离合器装置的方法,机动车辆传动系包括液压执行机构,其中,体积流量源通过装满液压液的压力管路被连接至液压缸,其中,液压液的体积由体积流量源调节。在该方法中,根据至少一个在上面所述的保护范围内阐述的技术特征确定液压液的体积。因此达到了执行器特性曲线的极准确的调整,由此可以实现工作点精确的确定。

[0015] 在一种设计方案中,控制回路借助液压执行机构调节离合器装置的位置和/或压强,液压液的体积作为预控制值被应用在该控制回路中。因为执行机构工作点准确的调整,使得离合器装置的工作点也能极准确地复现。

[0016] 本发明的另一种改进方案涉及一种液压执行机构,优选用于机动车辆传动系,该液压执行机构包括体积流量源,该体积流量源被电动机驱动,并且体积流量源通过压力管路与液压缸相连接。在这种液压执行机构中计算量被减少,因为在发动机和/或体积流量源上安置用于测量发动机或体积流量源转角的角度传感器,该角度传感器用来提供用于执行机构的工作点确定的输入变量。因为被测转角与被输送的液压液体积之间的比例关系,该角度传感器的使用使得被输送的体积被简单地确定。

[0017] 有利地,在液压缸中定位安置压强传感器,该压强传感器特别地被设计为多圈传感器,其中,能够通过发动机或体积流量源的多周转数计算出转角。

附图说明

[0018] 本发明具有大量的实施方式。结合所示的附图详细阐述其中一个实施方式。

[0019] 附图为:

[0020] 图1是根据本发明的液压执行机构的实施例，

[0021] 图2是在通过根据本发明方法关闭直接操作的离合器时，液压执行机构工作参数的曲线图，

[0022] 图3是根据本发明的方法的实施例。

具体实施方式

[0023] 图1是例如在机动车辆传动系中使用的根据本发明的液压式的离合器执行机构1的实施例，其中，液压式的离合器执行机构1用于操作离合器装置2。被设计成例如泵3的体积流量源通过高压液压管路4与液压缸5连接，液压缸5通过接合轴承6作用在离合器装置2上。液压液经过低压液压管路8被泵3从液压液箱7吸出，通过泵3，并且通过高压液压管路4被输送至液压缸5。液压液使得液压缸5的活塞移动，由此接合轴承6移动并且离合器2也被移动。

[0024] 泵3被电动机9驱动，在电动机9上定位安置角度传感器10，它测定电动机9的以转角 Φ 的形式的旋转位置。在液压缸5中定位安置压强传感器11，该压强传感器11用于测量在高压液压管路4中设定的液压液的压强 p 。在这种情况下，角度传感器10优选设计成多圈传感器，超过 360° 的转角也被测出。

[0025] 当泵3转动足够快时，泄漏能够被忽略或者能够被再现，因此能够产生表示离合器扭矩 M 关于转角 Φ 关系的离合器特性曲线。在图2a中示出了上述离合器特性曲线。同样能够确定替代转角 Φ 的，关于体积 V 的离合器特性曲线，其中，能够通过转角 Φ 和每角度的泵排量的乘积完全没有积分步骤地确定体积 V 。

[0026] 图2b示出了执行器特性曲线，其中示出了液压液在液压式的执行机构1中作用的压强 p 关于电动机9的转角或泵的转角 Φ 的关系。在图2c中，示出了被输送的体积 V 关于时间 t 的关系。在不考虑泄漏率的情况下，理想的被输送的体积 V 在此呈线性关系，而在考虑泄漏率的情况下，体积曲线 V_{Leck} 关于时间降低，其中，这种降低在接触点前开始。在图2的所有曲线图中均示出对于特性曲线重要的接触点TP，其中，接触点TP是指当离合器装置2开始传递力矩时，离合器执行机构1的位置。

[0027] 因为泵3具有一定量的泄漏，所以特别是在具有更高的压强 p 或保持压强 p 的情况下，不能或不能充分地使用转角 Φ 关于更长时间 t 的关系。因此在达到经由转角 Φ 启用的工作点，例如接触点TP时，切换离合器执行机构1的控制方式，如图2d所示。在这种情况下，从转角调节被切换到压强调节。这种调节模式在图2d的 y -轴上被应用。压强调节例如在PID调节器或状态调节器中被执行。从转角调节到压强调节 P 的切换优选在接触点附近或在接触点上实现。上述优选的区域被虚线标出。

[0028] 图3是根据本发明的被设计成控制回路的方法的实施例。所示出的是组合的压强-/距离-调节装置12的转换过程，在该压强-/距离-调节装置中能够切换压强 p 和泵的转角 Φ 之间的调节方式。在这种情况下，压强调节被用于具有大压强梯度的工作范围。泵角度调节在具有小压强梯度的工作范围内进行。这根据哪种压强 p 被液压液施加给离合器执行机构1来进行。上述切换能够在操作闭合的离合器时通过压强边界实现。相应调节方法的选择通过控制单元实现。该控制单元预设额定压强 p_{Sol1} 和/或额定体积 V_{Sol1} 。

[0029] 在这种情况下,传统地在考虑压强额定值 p_{soll} 与压强实际值 p_{ist} 之间的控制偏差的情况下实现压强调节 P 。根据在模块200中的控制单元给出的选择,压强调节或转角调节相对应的输出信号被继续传输至泵3。额定体积 V_{soll} 通过泵的特征值:每角度的体积,换算为额定角度 Φ_{soll} 。通过角度传感器10测得的实际的 Φ_{ist} 与新换算得出的额定角度 Φ_{soll} 的差值成为角度调节的输入量。

[0030] 通过在泵3上确定的转角 Φ_{ist} 和压强 p 的借助于在液压缸5中的压强传感器11确定的实际压强 p_{ist} ,使得体积 V_{BPneu} 调整至新的工作点(模块210)。出于这样的目的,实际转角 Φ_{ist} 预先换算为实际体积 V_{ist} (模块220)。液压液的新体积 V_{BPneu} 被传送至模块200中的控制单元,该控制单元通过与新工作点对应的新体积 V_{BPneu} 确定体积 V 的额定值 V_{soll} 。通过体积 V 与转角 Φ 的线性关系,也能在此由额定体积 V_{soll} 算出额定转角 Φ_{soll} (模块230)。通过这种额定转角 Φ_{soll} 和实际转角 Φ_{ist} 确定偏差,该偏差被输送至转角调节单元,该转角调节单元将实际转角 Φ_{ist} 调节到额定转角 Φ_{soll} 。

[0031] 在这种情况下,通过压强 p_{BP} 限定待被调节的工作点(模块240)。若达到压强 p_{BP} ,则由实际转角 Φ_{ist} 被导出的实际体积 V_{ist} 被定义为此刻的工作点的新的体积 V_{BPneu} ,并且实际体积被传送至控制单元(模块200)。

[0032] 转角调节在这种情况下能够有选择地考虑累积的泄漏 V_{Leck} ,以改善转角调节的作用效果。为匹配泄漏 V_{Leck} ,也使用实际转角 Φ_{ist} 与实际压强 p_{ist} 。在这种情况下,只有在实际压强 p_{ist} 大于/等于预设阈值 $-p_{min}$ (模块260)时,用于匹配泄漏的实际压强 p_{ist} (模块250)才被使用。由实际转角 Φ_{ist} 和实际压强 p_{ist} 在模块270中计算出的泄漏率 $Q_{Leck}(t)$ 在模块280中被积分。泄漏率关于时间的积分的结果则是泄漏体积 V_{Leck} ,该泄漏体积在体积实际值 V_{ist} 的确定(模块290)和体积额定值 V_{soll} 的确定(模块300)中均被考虑到。泄漏预控制的路径在此在图3中由虚线标出。

[0033] 启用的工作点与滞后的额定值 V_{soll} 或 p_{soll} 的调整(补偿)能够通过压强,或者在接近的工作点超过接触点时通过离合器扭矩完成。此外,除了调节方式切换,能够进一步在软件中使用跟踪转角并且调整所属的参数。

[0034] 附图标记列表

[0035]	1	液压式的离合器执行装置
[0036]	2	离合器装置
[0037]	3	泵
[0038]	4	高压液压管路
[0039]	5	液压缸
[0040]	6	接合轴承
[0041]	7	液压液箱
[0042]	8	低压液压管路
[0043]	9	电动机
[0044]	10	角度传感器
[0045]	11	压强传感器

[0046]	12	P-/φ-调节装置
[0047]	Φ_{ist}	实际转角
[0048]	Φ_{Soll}	额定转角
[0049]	V_{Soll}	额定体积
[0050]	V_{ist}	实际体积
[0051]	$V_{ist\ neu}$	新实际体积
[0052]	P_{ist}	实际压强
[0053]	P_{Soll}	额定压强

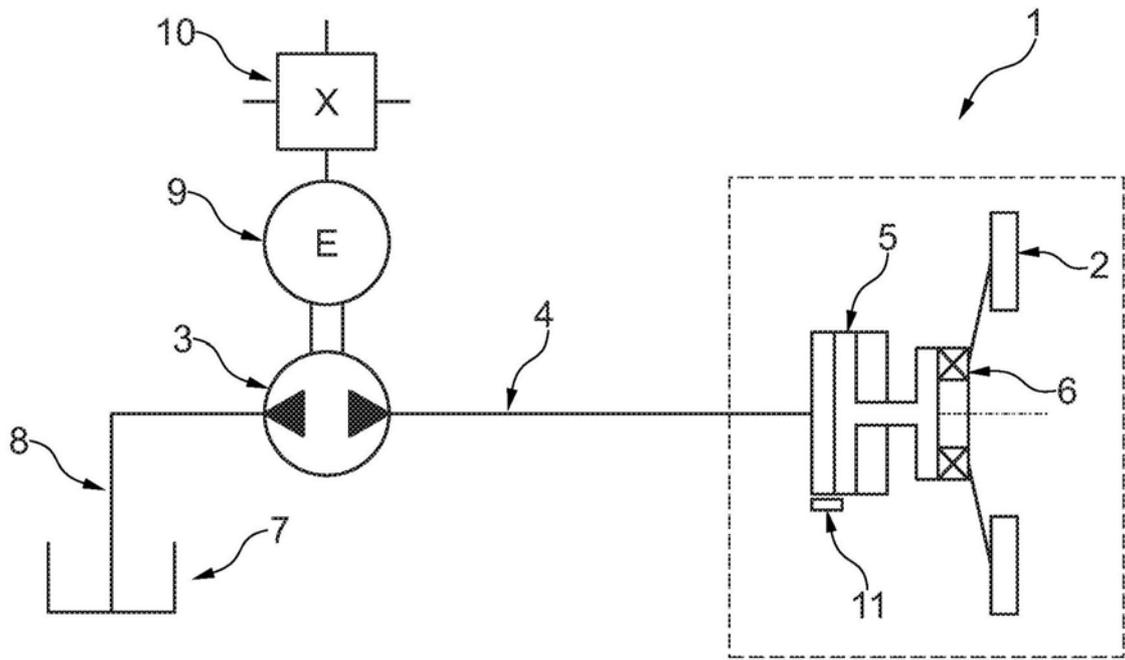


图1

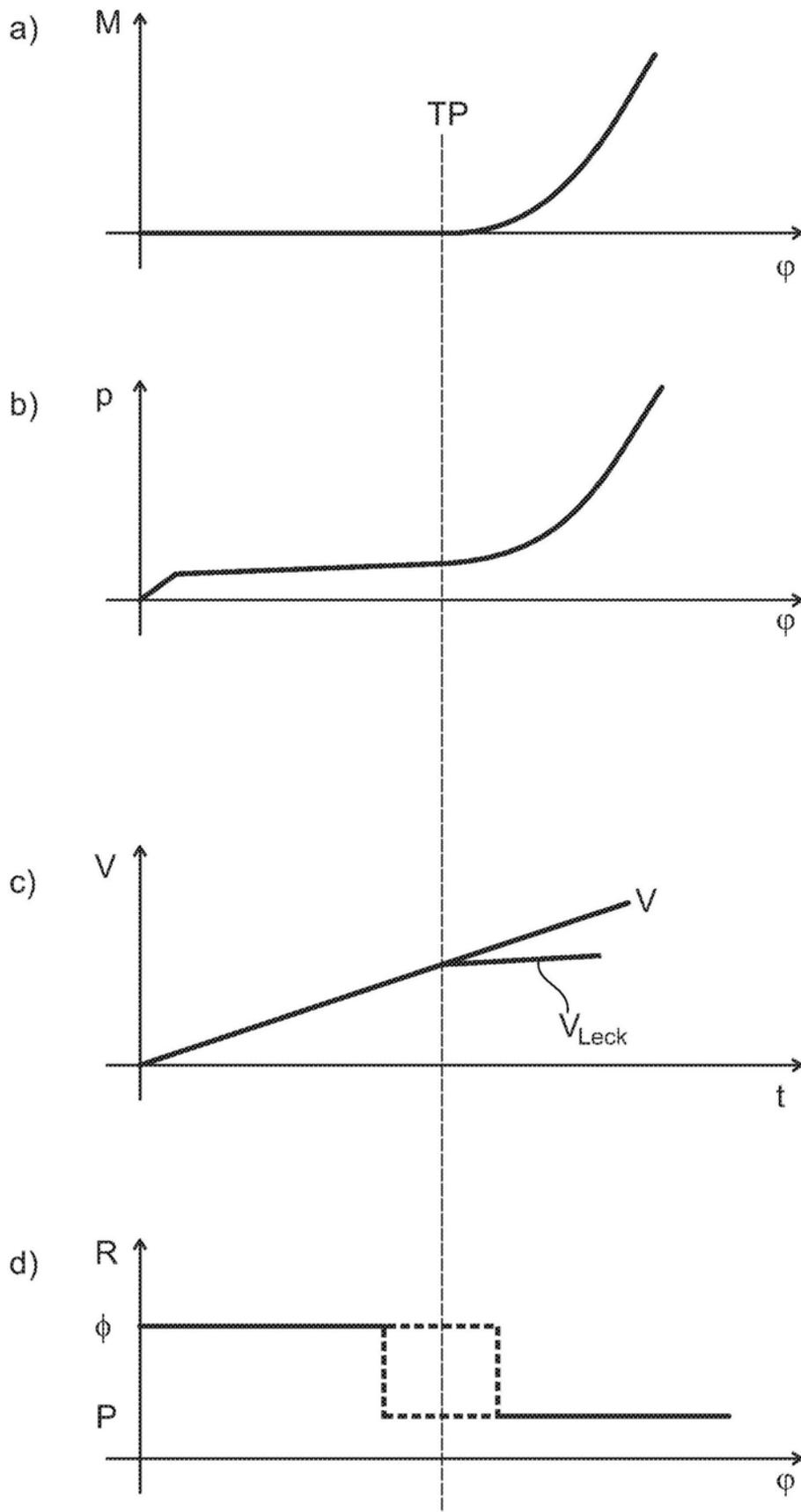


图2

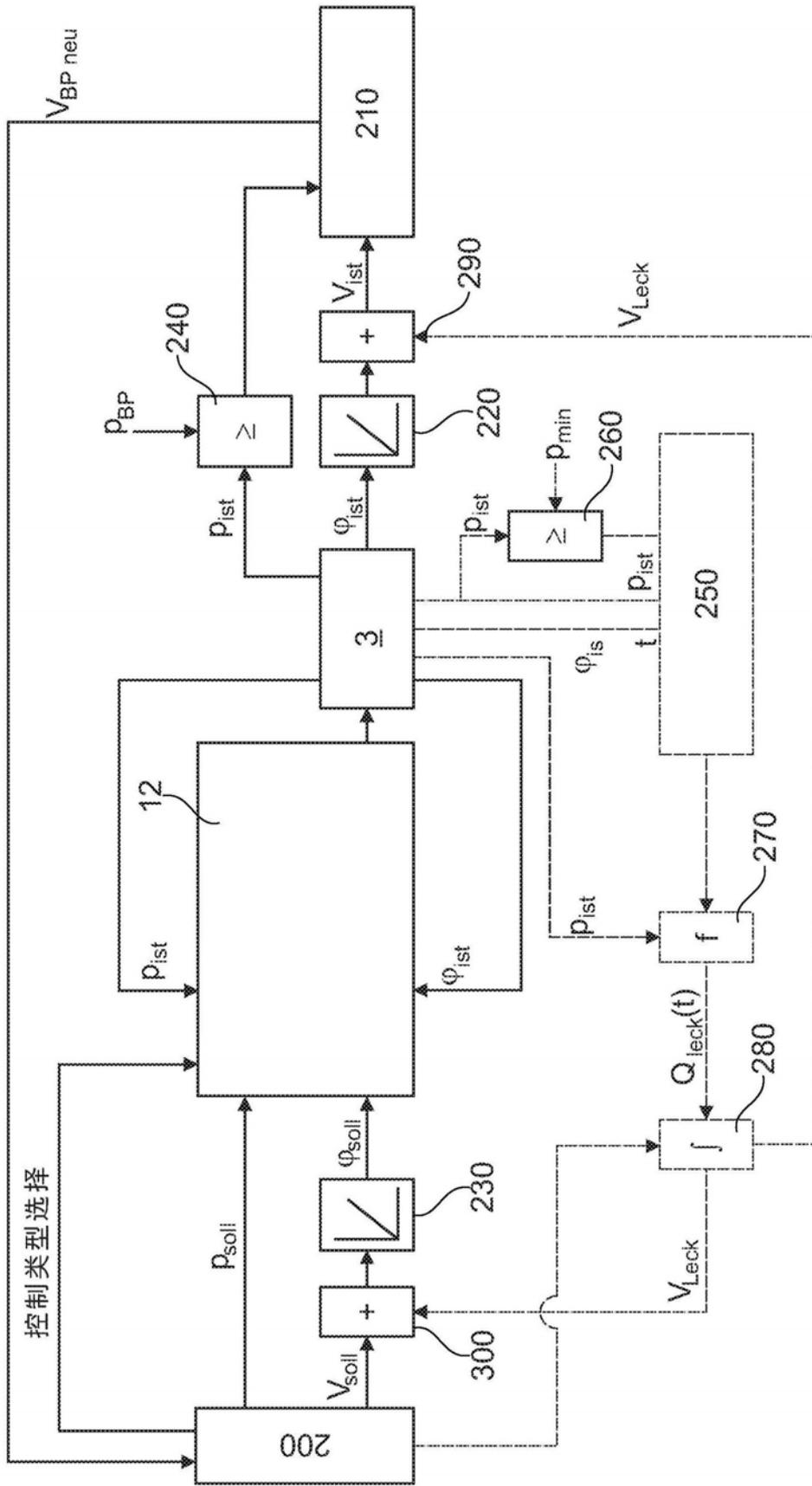


图3