



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 112673136 B

(45) 授权公告日 2023.06.09

(21) 申请号 201980058825.X

(74) 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司 31100

(22) 申请日 2019.09.10

专利代理人 茅翊恣

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 112673136 A

(51) Int.CI.

E02F 9/20 (2006.01)

(43) 申请公布日 2021.04.16

F02D 29/04 (2006.01)

(30) 优先权数据

F04B 49/06 (2006.01)

18193573.5 2018.09.10 EP

F15B 13/04 (2006.01)

18193574.3 2018.09.10 EP

F15B 21/08 (2006.01)

18193575.0 2018.09.10 EP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2021.03.09

(56) 对比文件

WO 2013130768 A1, 2013.09.06

(86) PCT国际申请的申请数据

US 5951258 A, 1999.09.14

PCT/GB2019/052527 2019.09.10

US 2015267697 A1, 2015.09.24

(87) PCT国际申请的公布数据

US 2010154400 A1, 2010.06.24

W02020/053577 EN 2020.03.19

EP 2479351 A1, 2012.07.25

(73) 专利权人 阿尔特弥斯智能动力有限公司

EP 0719929 A2, 1996.07.03

地址 英国中洛锡安郡

US 2015240451 A1, 2015.08.27

(72) 发明人 N·J·卡尔德维尔 J·麦克弗森

CN 103403365 A, 2013.11.20

M·格林

US 2014033691 A1, 2014.02.06

(54) 发明名称

审查员 苏翠明

带有液压机控制器的设备

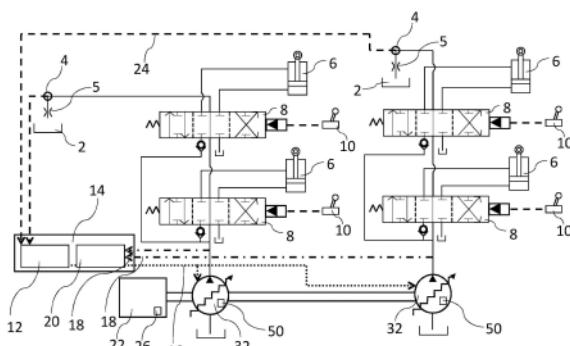
权利要求书2页 说明书29页 附图15页

(57) 摘要

路或一个或多个致动器的测量特性来计算需求信号。

CN 112673136 B

原动机和多个液压致动器，具有与原动机驱动接合的可旋转的轴并且包括多个工作腔室的液压机，在液压机的一个或多个工作腔室的组和一个或多个液压致动器之间延伸的液压回路，液压机的每个工作腔室包括调节工作腔室和低压歧管之间的液压流体的流动的低压阀和调节工作腔室和高压歧管之间的液压流体的流动的高压阀。液压机构造为响应于需求信号而主动地至少控制该一个或多个工作腔室的组的低压阀，以在工作腔室容积的每个循环上选择每个工作腔室的液压流体的净排量，并且由此选择该一个或多个工作腔室的组的液压流体的净排量，其中，设备还包括控制器，控制器构造为响应于液压回



1. 一种带有液压机控制器的设备,所述设备包括:
原动机和多个液压致动器,
液压机,所述液压机具有与所述原动机驱动接合的可旋转轴,并且包括多个工作腔室,所述多个工作腔室具有的容积随着所述可旋转轴的旋转而周期性地变化,
液压回路,所述液压回路在所述液压机的一个或多个工作腔室的组与一个或多个液压致动器之间延伸,
所述液压机的每个工作腔室包括:
调节所述工作腔室与低压歧管之间的液压流体流动的低压阀;以及
调节所述工作腔室与高压歧管之间的液压流体流动的高压阀,
所述液压机构造为响应于需求信号而主动地控制一个或多个工作腔室的组的至少所述低压阀,以在工作腔室容积的每个周期上选择每个工作腔室的液压流体的净排量,并且由此选择所述一个或多个工作腔室的组的液压流体的净排量,所述设备包括控制器,所述控制器构造为响应于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算所述需求信号,其中,所述需求信号被量化,具有多个离散值中的一个,并且其中,所述控制器构造成通过基于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性使用滤波器过滤控制信号来计算量化的需求信号,其中,滤波器衰减由于液压机响应于所述量化的需求信号选择每个工作腔室的液压流体的净排量而产生的工作腔室容积的有效和无效循环的模式所产生的一个或多个频率,其中,一个或多个滤波器包括至少一个滑动平均滤波器。
2. 根据权利要求1所述的设备,其特征在于,所述设备构造成响应于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算所述需求信号。
3. 根据权利要求1或2所述的设备,其特征在于,所述需求信号被接收并且被量化。
4. 根据权利要求3所述的设备,其特征在于,被接收的需求信号通过选择所述多个离散值中的最接近所述被接收的需求信号的离散值而被量化。
5. 根据权利要求1所述的设备,其特征在于,将所述多个离散值选择为包括排量需求的有限个数的整数分数。
6. 根据权利要求1所述的设备,其特征在于,所述多个离散值随着所述可旋转轴的旋转速度而改变。
7. 根据权利要求1所述的设备,其特征在于,所述多个离散值包括小于1000个离散值。
8. 根据权利要求1所述的设备,其特征在于,考虑它的位长,所述离散值表示小于所述需求信号可能具有的数字值的10%。
9. 根据权利要求1所述的设备,其特征在于,所述设备包括控制器,所述控制器构造为响应于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算所述需求信号,
并且其中,所述控制器构造为确定最小可允许频率,然后产生所述需求信号的所述多个离散值的量化列表,所述值选择为引起缸启动的一个或多个模式,其中,所述模式仅具有高于所述最小可允许频率的频率成分。
10. 一种操作带有液压机控制器的设备的方法,所述设备包括原动机和多个液压致动器,液压机,所述液压机具有与所述原动机驱动接合的可旋转轴,并且包括多个工作腔室,所述多个工作腔室具有的容积随着所述可旋转轴的旋转而周期性地变化,液压回路,所述液压回路在所述液压机的一个或多个工作腔室的组与一个或多个液压致动器之间延伸,

所述液压机的每个工作腔室包括调节所述工作腔室与低压歧管之间的液压流体流动的低压阀以及调节所述工作腔室与高压歧管之间的液压流体流动的高压阀，

所述液压机构造为响应于需求信号而主动地控制一个或多个工作腔室的组的至少所述低压阀,以在工作腔室容积的每个周期上选择每个工作腔室的液压流体的净排量,并且由此选择所述一个或多个工作腔室的组的液压流体的净排量,

所述方法的特征在于,响应于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算所述需求信号,其中,所述需求信号被量化,具有多个离散值中的一个,其中,所述方法包括通过基于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性使用滤波器过滤控制信号来计算量化的需求信号,其中,滤波器衰减由于液压机响应于所述量化的需求信号选择每个工作腔室的液压流体的净排量而产生的工作腔室容积的有效和无效循环的模式所产生的一个或多个频率,其中,一个或多个滤波器包括至少一个滑动平均滤波器。

11. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于,所述方法包括:响应于所述液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算所述需求信号。

12. 根据权利要求10或11所述的方法,其特征在于,所述方法包括:首先接收所述需求信号,然后量化所述需求信号。

13. 根据权利要求12所述的方法,其特征在于,量化所述需求信号包括选择所述多个离散值中的最接近被接收的需求的离散值。

14. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于,所述方法包括执行算法以确定各个工作腔室是经历有效循环还是无效循环。

15. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于,所述方法包括接收需求信号并确定相应的数值的系列,所述数值的系列对应于工作腔室容积的有效循环和/或无效循环的模式,从而满足所述需求信号。

16. 根据权利要求15所述的方法,其特征在于,所述工作腔室容积的所述有效循环和/或无效循环的模式具有有限的时间段,其中,所述有限的时间段能在至多为0.1s的最大周期的可接受值的范围内变化。

17. 根据权利要求15或16所述的方法,其特征在于,所述数值的序列包括重复序列。

18. 根据权利要求10所述的方法,其特征在于,所述方法包括选择最小可允许频率,然后产生所述需求的所述多个离散值的量化列表,所述值选择为引起缸启动的一个或多个模式,其中,所述模式仅具有高于所述最小可允许频率的频率成分。

19. 根据权利要求18所述的方法,其特征在于,所述需求的所述多个离散值的所述量化列表取决于机器中的缸的数量。

20. 根据权利要求18或19所述的方法,其特征在于,所述需求的所述多个离散值的所述量化列表取决于机器的所述可旋转轴的运行旋转速度。

带有液压机控制器的设备

技术领域

[0001] 本发明涉及工业机械和车辆,例如挖掘机,其具有由电子换向液压机驱动的液压致动器,该电子换向液压机又由原动机驱动。

背景技术

[0002] 具有多个液压动力致动器的工业车辆在世界上普遍使用。诸如挖掘机之类的工业车辆通常具有用于移动的至少两个履带、用于使车辆的驾驶室相对于包括履带的基座旋转的旋转致动器(例如,马达)、用于控制臂(例如,挖掘机臂)的移动的油缸(rams),其包括用于吊杆的至少一个油缸和用于操纵杆(臂)的至少一个油缸,以及具有用于控制工具诸如铲斗的移动的至少两个致动器。

[0003] 这些致动器中的每一个都代表车辆的原动机(例如,诸如电动机之类的发动机或更典型地为柴油发动机)上的一些液压负载,并且必须由原动机驱动的液压机的一个或多个工作腔室(例如,由气缸限定的腔室,在使用中活塞在其内部往复运动)进行供应。

[0004] 本发明寻求提供用于控制多个液压动力致动器的改进的液压控制系统。本发明的一些方面寻求提供具有能量效率的优点的液压控制系统。有利地,实施改进的液压控制系统意味着由原动机提供的能量被更有效地用于执行工作功能,因此提供了燃料节省。

发明内容

[0005] 根据本发明的第一方面,提供了一种设备(例如,挖掘机),其包括原动机(例如,发动机)和多个液压致动器,液压机,该液压机具有与原动机驱动接合的旋转轴,并且包括多个工作腔室,工作腔室的容积随着旋转轴的旋转而周期性地变化(例如,每个腔室由气缸限定,活塞在使用中在该气缸内往复运动),

[0006] 在液压机的一个或多个(可选地为两个或更多个)工作腔室的组与一个或多个(可选地为两个或更多个)液压致动器之间延伸的液压回路,

[0007] 液压机的每个工作腔室包括调节工作腔室与低压歧管之间的液压流体流动的低压阀以及调节工作腔室与高压歧管之间的液压流体流动的高压阀,

[0008] 该液压机构造为响应于需求信号而主动地控制该一个或多个工作腔室的组的至少这些低压阀,以在工作腔室容积的每个周期上选择每个工作腔室的液压流体的净排量,并且由此选择该一个或多个工作腔室的组的液压流体的净排量。

[0009] 液压机可以是一个或多个电子换向机(ECM)。ECM指的是一种液压流体工作机,其包括可旋转的轴以及一个或多个工作腔室(例如,由多个气缸限定的多个腔室,在使用中活塞在这些腔室中往复运动),这些工作腔室具有随着可旋转的轴的转动而周期性变化的容积,每个工作腔室具有低压阀和高压阀,该低压阀调节工作腔室与低压歧管之间的液压流体流动,该高压阀调节工作腔室与高压歧管之间的液压流体流动。活塞的往复运动可由与可旋转的轴上的偏心轮或是与第二可旋转的轴的直接相互作用引起,该第二可旋转的轴可旋转地连接到可旋转的轴。具有由原动机驱动的连结的可旋转的轴(例如,公共轴)的多个

ECM可一起用作液压机。

[0010] 该设备可以是车辆,典型的是工业车辆。例如,该设备可以是挖掘机、伸缩臂叉车或反铲装载机。

[0011] 该设备可构造为响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算需求信号。典型地,设备包括控制器,该控制器构造为响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算需求信号。

[0012] 本发明还扩展到一种操作所述设备的方法,包括响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性来计算需求信号。

[0013] 典型地,该方法包括检测液压致动器的组中的至少一个的流量和/或压力需求,或者接收指示所需求的压力或流量的需求信号,该需求信号基于一个或多个液压致动器的组的压力和/或流量需求,并且响应于该需求信号来控制来自或到该一个或多个工作腔室的组中的每一个的液压流体的流量,该一个或多个工作腔室的组流体地连接到该一个或多个液压致动器的组。

[0014] 该设备(典型地为挖掘机)可包括流体歧管,该流体歧管从所述一个或多个工作腔室的组延伸到一个或多个所述液压致动器的组,并且通过节流阀到流体容器(例如,箱或管道),以及包括压力监测器,该压力监测器构造为测量节流阀与一个或多个所述液压致动器的组之间的歧管中的液压流体的压力。控制器可以构造为响应于所测量的压力来调节与一个或多个所述液压致动器的组连通(例如,经由流体歧管)的一个或多个所述工作腔室的组的排量,从而调节压力监测器处的液压流体的压力(例如,通过反馈控制)。该方法可包括响应于所测量的压力来调节一个或多个工作腔室的组的排量,从而调节在压力监测器处的液压流体的压力。因此,该设备通常具有负流量控制回路。可选地,设备可包括前馈控制器,其构造为响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性的前馈来计算需求信号(例如,除了反馈控制器之外或替代反馈控制器,该反馈控制器构造为响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性的反馈来计算需求信号)。

[0015] 设备可包括与一个或多个开中心控制阀的开中心串联(液压地)连接的节流阀,所述开中心控制阀位于该一个或多个工作腔室的组与该一个或多个致动器之间的液压回路中。通常,开中心控制阀在被致动时将流体流从节流阀转向至一个或多个致动器。可以响应于在节流阀处的液压流体的压力的测量值来确定需求信号。

[0016] 例如,可以响应于压力测量和/或流量测量值来确定需求信号。需求信号可以包括压力测量值,压力测量值在节流阀处测得。需求信号可以指示在可旋转的轴的每次旋转中由一个或多个工作腔室的组要排出的液压流体的最大排量的分数。这在此称为 F_d 。(每转最大排量的分数)。

[0017] 通常,控制器(其可以是反馈控制器)包括滤波器。控制器可通过基于液压回路或一个或多个致动器的测量特性过滤控制信号来响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性计算需求信号。该方法可包括通过基于液压回路或一个或多个致动器的测量特性对控制信号进行滤波来响应于该液压回路或一个或多个致动器的测量特性计算需求信号。例如,经滤波的控制信号可以是压力信号、流速信号、致动器位置信号等。

[0018] 可以选择滤波器以抑制测量特性中的频率和/或衰减测量特性中的噪声(例如脉动噪声),以由此生成经滤波的输入,并且以随后根据所述经滤波的输入来确定需求信号。

[0019] 该方法可包括测量和/或调制原动机的运行参数,以从而控制原动机速度。通常,原动机(典型地为发动机)包括原动机控制单元(PMCU),PMCUs通常包括原动机调速器。原动机调速器可以是可操作成测量和/或调节原动机的运行参数,以从而控制原动机速度。原动机调速器可以是可操作为接收(并且该方法可包括接收)来自用户(可选地经由操纵杆)和/或来自预定义的指令集的一个或多个输入(例如,以防止原动机速度增加超过预先确定的上限阈值,可选地防止原动机速度降低到预先确定的下限阈值以下)。

[0020] 该方法可包括响应于从一个或多个传感器接收的电信号改变设备的一个或多个运行参数(例如,原动机的或液压机的一个或多个参数)。PMCUs可构造为从一个或多个传感器接收电信号,并且可选地随后评估信号,并且可选地改变车辆的一个或多个运行参数(可选地,原动机(例如,发动机)的一个或多个参数和/或液压机的一个或多个参数)。例如,PMCUs可构造为接收(并且该方法可包括接收)指示曲轴位置和/或可旋转的轴的旋转速度(例如,如使用轴传感器测得的)、一个或多个温度(例如,如使用一个或多个温度计或其它温度传感器测得的燃料温度、发动机温度、排气温度)、质量空气流量、充气压力、燃料空气压力、加速器踏板位置等的电信号。

[0021] 原动机通常与液压机驱动接合。原动机具有可旋转的轴,该可旋转的轴通常联接到ECM的可旋转的轴(并且原动机可向其施加扭矩)。原动机(例如,发动机)和液压机可具有共同的轴。

[0022] 在设备是挖掘机的情况下,多个液压致动器通常包括用于移动履带的(例如,至少)两个致动器(例如用于车辆的移动,通常为挖掘机的移动)、旋转致动器(例如,马达)(例如,用于相对于挖掘机的基座旋转挖掘机的驾驶室,该基座通常包括履带)、至少一个油缸致动器(例如,用于控制挖掘机臂,例如,用于吊杆和/或操纵杆)以及至少两个另外的致动器(例如用于控制诸如铲斗之类的工具的移动)。

[0023] 一个或多个低压歧管可延伸到液压机的工作腔室。一个或多个高压歧管可以延伸到液压机的工作腔室。液压回路通常包括所述高压歧管,该高压歧管在所述一个或多个工作腔室的组与所述一个或多个致动器之间延伸。低压歧管可以是一个或多个所述液压回路的一部分。对于低压歧管和高压歧管,指的是歧管中的相对压力。

[0024] 可能的是,至少这些低压阀(可选地高压阀,可选地低压阀以及高压阀两者)是电子控制的阀,并且该设备包括控制器,该控制器以与工作腔室容积的周期的相关关系来控制(例如,电子控制的)阀,从而确定在工作腔室容积的每个周期上每个工作腔室的液压流体的净排量。该方法可以包括与工作腔室容积的周期成相关关系地控制(例如,电子控制的)阀,从而确定在工作腔室容积的每个周期上每个工作腔室的液压流体的净排量。

[0025] 例如,可以通过测量流入或流出一个或多个液压致动器的组的液压流体的流动速率,或测量在一个或多个液压致动器的输出或入口中处或中的液压流体的压力来确定一个或多个液压致动器的组的流动速率和/或压力要求。流动速率和/或压力要求可由一个或多个经测量的流动速率和/或经测量的压力降低或低于期望值来确定。流动速率和/或测量压力从期望值减小表明流向或来自一个或多个液压致动器的组的流量不足。例如,可以确定液压流体到致动器的流动速率低于期望(例如,目标)值,并且可以响应于此而增加液压流体到致动器的流动速率。可以确定来自致动器的液压流体的流动速率高于期望(例如,目标)值(例如,当臂或其它重量降低时),并且来自致动器的流动速率可以响应于此而减小。

可能的是,在一个或多个液压致动器处检测到压力增加或降低,并且连接到该一个或多个液压致动器的一个或多个工作腔室的组控制为改变(例如,增加或降低)从该一个或多个工作腔室的组到该一个或多个液压致动器的液压流体的流动速率;或者反之亦然。

[0026] 一个或多个工作腔室的组可动态分配给一个或多个液压致动器的相应的组,从而例如通过例如在控制器的控制下打开和/或关闭(例如,电子控制的)阀(例如,高压阀和低压阀,在下文描述)来改变哪些一个或多个工作腔室连接到哪些液压致动器(例如,哪些液压致动器的组)。一个或多个工作腔室的组通常动态分配给(例如,一个或多个)液压致动器的(相应)的组,从而例如通过例如在控制器的控制下打开和/或关闭(例如,电子控制的)阀来改变机器的哪些工作腔室联接到哪些液压致动器。通过调节连接到一个或多个液压致动器的一个或多个工作腔室的净排量可以调节通过每个工作腔室(和/或每个液压致动器)的液压流体的净排量。一个或多个工作腔室的各组通常通过所述歧管连接到一个或多个所述液压致动器的相应的组。通常,该连接延伸穿过一个或多个阀,例如常开阀和/或滑阀(在不同的实施例中,其可以是开中心滑阀或闭中心滑阀)。

[0027] 设备通常包括控制器。控制器包括与存储器电子通信的一个或多个处理器,以及存储在存储器上的程序代码。控制器可以是分布式的,并且可包括两个或更多个控制器模块(例如,两个或更多个处理器),例如,控制器可包括液压机控制器(包括与存储器电子通信的一个或多个处理器,以及存储在存储器上的程序代码),以及包括设备控制器(包括与存储器电子通信的一个或多个处理器,以及存储在存储器上的程序代码),该设备控制器控制设备的其它部件(例如,用于改变液压流体的流动路径的阀)。

[0028] 通常,流体歧管延伸穿过多个常开阀。例如,多个常开阀可包括一个或多个开中心控制阀,该开中心控制阀具有至少一个入口和多于一个出口,其中,流体可以(例如直接)流经该至少一个入口和多于一个出口中的至少一个,除非施加力以关闭阀。开中心控制阀可包括(例如,是)常开阀,例如,常开滑阀,诸如开中心滑阀。

[0029] 开中心滑阀包括可打开的一个或多个端口(例如,常开端口和一个或多个致动器端口)。通常,在一个或多个所述工作腔室的组和一个或多个所述液压致动器的组之间的流体连接延伸穿过另一常开阀,其通常也是常开滑阀,诸如开中心滑阀。可手动操作的控制件(例如,操纵杆)通常联接到所述常开阀中的一个或两个,以调节通过其中的流量。可选地,一个或多个液压致动器可以相反地作用,例如,流体可以被引导到双作用活塞或油缸的任一端。

[0030] 通常,开中心滑阀包括一个或多个流通出口,在使用中流体被引导通过该出口。通常,开中心控制阀包括默认阀位置,该默认阀位置构造为使由一个或多个缸排出的流体(例如,直接)通过中心流通出口流到箱。通常,开中心控制阀包括一个或多个流体转向位置,构造为使由一个或多个缸排出的流体(例如直接)通过流通出口流到一个或多个致动器。在使用中,由用户(可选地由控制器)提供的输入导致开中心滑阀的位置被调节,并且从而导致流动被转向到箱和/或一个或多个致动器。

[0031] 每个工作腔室所接纳或输出的液压流体的压力或流动速率可以是独立可控的。可能的是,每个工作腔室所接纳或产生的液压流体的压力或流动速率可以通过在工作腔室容积的每个周期上选择每个工作腔室的液压流体的净排量而独立地控制。这种选择通常由控制器执行。

[0032] 例如,流量需求可以通过检测穿过流动限制件(例如,孔口)的压降(例如,通过使用压力传感器)来确定,流动限制件设置成使得当所有液压致动器的总流量需求增加时,通过孔口的流量减少,或者通过使用诸如流量计之类的流量感测装置直接测量同一流动来确定。

[0033] 流量和/或压力需求可以通过在测量液压致动器的输入处的液压流体的压力来感测。在液压致动器是液压机的情况下,例如,可以通过测量旋转轴的旋转速度或油缸的平移速度或接头的角速度来感测流量需求。可以将所测量的流量压力的总和相加,或者找到测量的压力或流量的最大值。

[0034] 基于液压致动器的压力和/或流量需求指示需求压力或流量的需求信号可以是表示液压流体的流量、或液压流体的压力、或机器的轴或由机器驱动的液压致动器的轴上的扭矩、或机器的动力输出的信号,或者指示与一个或多个液压致动器的压力或流量需求相关的需求的任何其它信号。

[0035] 典型地,在泵运行模式中,液压机可作为泵运行,或在马达运行模式中,液压机可作为马达运行。可能的是,液压机的一些工作腔室可以泵送(并且因此一些工作腔室可以输出液压流体),而液压机的其它工作腔室可以马达驱动(并且因此一些工作腔室可以输入液压流体)。

[0036] 控制器可以控制(例如,电子换向)液压机。控制器可以构造为计算来自原动机的可用功率,并且限制由原动机驱动的液压机的液压流体的净排量,使得净功率需求不超过可从原动机获得的净功率。

[0037] 控制器通常包括一个或多个处理器和存储由控制器在运行中执行的程序代码的存储器。控制器可计算功率极限值或与之相关的值(例如,最大压力、扭矩、流量等)。控制器可构造为实现在一个或多个液压致动器的组处的压力或液压流体通过的最大流动速率。

[0038] 已知提供一种具有非常短的响应时间的电子换向液压机。尽管在某些情况下短的响应时间是有帮助的,但是它们也会具有缺点。例如,在一些情况下,当响应时间太短时,这可能对可控性有负面影响。

[0039] 因此,本发明的另一个方面提出了一种操作设备的方法,该设备包括具有一个或多个工作腔室的(例如,电子换向的)液压机、联接到该液压机的原动机(例如,发动机,可选地为柴油发动机),其中,该方法包括在两个或更多个运行模式之间进行选择,至少一个第一模式和至少一个第二模式,至少一个第一模式具有第一阶跃响应时间和/或包括第一时间常数,至少一个第二模式包括第二阶跃响应时间和/或具有不同于第一时间常数的第二时间常数。第二模式还可包括改型的负流量控制系统,该改型的负流量控制系统对模拟的泵进行仿真和/或对第一模式的响应时间进行仿真。可能存在其它模式(例如,第三模式、第四模式、第五模式等),每个模式与不同的阶跃响应时间和/或不同的时间常数相关联。

[0040] 典型地,控制器具有至少两种运行模式,每种运行模式特征在于具有不同阶跃响应时间和/或不同时间常数的(例如,低通)滤波器。

[0041] 因此,存在至少一种运行模式,在该运行模式中液压机更慢地响应于所测量的特性的改变。可能的是,存在至少两种模式,其阶跃变化响应时间和/或时间常数相差至少2倍、或至少4倍、或至少10倍。

[0042] 该至少两个运行模式可以包括至少一个超驰模式,其特征在于阶跃响应时间和/

或时间常数短于任何其它模式的时间常数,其中,控制器可操作为响应于确定原动机的运行条件满足一个或多个超驰标准而实施超驰模式。运行条件可包括测量的扭矩和/或测量的速度和/或测量的功率(例如,其中的至少一个)。运行条件可包括测量的扭矩和/或测量的速度和/或测量的功率的组合。超驰标准可以例如是测量的扭矩和/或测量的速度和/或测量的功率超过阈值或低于阈值。

[0043] 该至少两种运行模式可包括第二模式,其中,第二模式可包括(例如,为)反应时间大于200毫秒(ms),或优选地大于250毫秒,或优选地大于300毫秒的“慢模式”。在原动机是发动机的情况下,该方法可包括当检测到发动机降速时激活“慢模式”,以及可选地例如当发动机速度已恢复时,随后启动“快模式”。这具有防止发动机熄火的优点。

[0044] 发动机降速是指随着发动机负载的增加,发动机速度从发动机设定值(或设定点)持续降低。

[0045] 在反馈回路具有高增益和比例控制并且液压回路具有低柔度的情况下,它可能非常易于是不稳定的。这种系统可能对例如可能甚至为2或3毫秒的延迟非常敏感,无论是由信号测量和/或硬件响应的滤波引起的。因此,在一些实施例中,滤波器可以是具有100-300毫秒的时间常数的低通滤波器或具有100-300毫秒的阶跃变化响应的滤波器。

[0046] 已知通过在多个(例如,电子换向的)液压机之间共享输出来满足扭矩需求。例如,可以限制具有两个(例如,电子换向的)液压机的工业机器,使得每个液压机(最多)提供所需输出(例如,扭矩)的一半以满足需求。此外,为了防止熄火,通常引入安全系数以防止来自两个或更多个液压机的组合(例如,总和)的扭矩超过扭矩最大值。如果原动机是发动机,这个安全系数也有助于减少发动机降速和发动机转速的瞬时降低。这是低效的,因为不可能使用机器的全功率输出。

[0047] 通常,该方法包括选择原动机速度设定值(例如,发动机速度设定值), $S_{\text{设定值}}$ 。在任何时候,原动机可以以可能但不必与原动机速度设定值相同的速度运行。因此,该方法包括测量或确定当前原动机速度 $S_{\text{当前}}$ 。控制器可构造为选择原动机设定值(例如,发动机转速设定值), $S_{\text{设定值}}$ 。控制器可以构造成接收当前原动机速度 $S_{\text{当前}}$ 的测量值或者确定当前的原动机速度 $S_{\text{当前}}$ 。

[0048] 可以使发动机以低于原动机速度设定值的原动机速度运行(例如,以原动机速度设定值的至少90%,优选地以原动机速度设定值的至少95%)。

[0049] 通常,该方法包括计算原动机速度误差(例如,发动机速度误差)(ΔS)。控制器可构造成计算原动机速度误差(例如,发动机速度误差)(ΔS)。可以根据以下等式计算原动机速度误差:

$$S_{\text{设定值}} - S_{\text{当前}} = \Delta S \quad (\text{等式1})$$

[0051] 因此,在本发明的还有一方面中,该方法可包括选择性地调节需求信号以实现液压机扭矩极限。控制器可构造为选择性地调节需求信号以实现液压机扭矩极限。液压机扭矩极限可以是可变的。通常,液压机扭矩极限随着原动机速度而变化,因为原动机可产生的扭矩也是根据原动机速度的。

[0052] 可以根据原动机速度误差(例如,发动机速度误差)来计算液压机扭矩极限,可选地,其中,通过比较原动机速度(例如,发动机速度)的测量值和原动机速度设定值(例如,发动机速度设定值)来确定原动机速度误差。

[0053] 通常,原动机包括原动机调节器(例如,发动机调节器),原动机调节器将原动机调节到响应于操作者输入而确定的目标速度。可以响应于数据库中限定的扭矩极限来确定目标速度。

[0054] 该方法可包括接收输入液压机排量信号并对输出液压机排量信号进行输出,该信号选择性地受到限制以避免超过扭矩极限,考虑到扭矩极限功能和原动机速度误差(例如,发动机速度误差)。控制器可构造为处理液压机排量信号并且计算(例如,输出)液压机排量信号,该信号选择性地受到限制以避免超过扭矩极限,考虑到扭矩极限功能和原动机速度误差(例如,发动机速度误差)。

[0055] 液压机排量信号可以是代表液压机的可旋转的轴的每转最大排量的分数(F_d)(例如,可包括与该分数成比例的数值)。

[0056] 已知提供包括多个卸压阀的工业车辆(例如,挖掘机)。卸压阀可防止由于工业车辆移动运行期间过大的压力造成的损坏。还已知提供多个卸压阀,其中,不同的卸压阀具有不同的功能。例如,各个卸压阀可能与臂、履带马达、摆动马达等中的每一个的运动相关联。

[0057] 当达到压力极限(“PRV压力”或卸压阀压力)时,PRV打开,允许过多的液压流体离开,并且因此防止压力进一步增加。它防止压力在系统中达到不安全的水平。然而,这导致系统的低效率,因为流体能量在阀上转化为热量并随后损失。

[0058] 因此,本发明的一些实施例寻求提供一种方法,通过该方法避免在机器使用期间达到PRV压力,或者在一些实施例中甚至寻求省略一个或多个(或所有)PRV。控制器可构造成接收测量的压力,并且将测得的压力与(预先确定的)压力极限进行比较,并且当测得的压力在压力极限的裕度(例如,其可在70%至100%的范围内)内时限制排量(例如,一个或多个所述工作腔室的排量和/或通过一个或多个所述工作腔室的排量)。压力极限可以是物理系统压力限制器的压力极限,比如启动以释放加压流体的卸压阀处的压力。压力限值可以是(可变)压力限值,其取决于致动器是否在使用(如果是,则取决于哪个致动器),和/或取决于液压机的选定运行模式和/或取决于一些其它输入。控制器可构造成确定致动器是否在使用中,并且当所述致动器在使用中时,响应于确定所述致动器在使用中,将压力极限改变到取决于所述致动器(即特定于所述致动器)的水平。该方法可包括接收测得的压力并将测得的压力与(预先确定的)压力极限进行比较,以及当测得的压力在压力极限的裕度(例如,其可在70%至100%的范围内)内时限制排量。压力极限可以是系统压力限制器的、例如卸压阀的压力极限。该方法可包括检测当前压力、将压力与PRV压力进行比较以及在当前压力处于PRV压力的裕度内时限制排量。

[0059] 尽管通常将压力极限选择(例如预定)为低于PRV压力(例如一些裕度),但是在一些实施例中,例如,响应于用户输入,或响应于测得的参数或软件优化可以将压力极限选择(例如预定)在一些其它或替代的裕度内。

[0060] 一种或多种选择的液压机运行模式可以包括至少一种模式,该至少一种模式为增压模式,其中增压模式的特征在于较高的压力极限,该压力极限被选择(例如预定)在较窄的裕度内(即比其它液压机运行模式(例如,至少一种、至少两种、可选地大多数、优选全部)的裕度窄的裕度)。一种或多种选择的液压机运行模式可以包括至少一种模式,该至少一种模式为经济模式,其中经济模式的特征在于较低的压力极限,该压力极限被选择(例如预定)在较宽的裕度内(即比其它液压机运行模式(例如,至少一种、至少两种、可选地大多数、

优选全部)的裕度宽的裕度)。

[0061] 一种或多种选择的液压机运行模式可包括针对特定液压功能优化的一种或多种模式。例如,一个或多个选择的液压机运行模式可以包括至少一种模式,该至少一种模式是摆动模式,其中该摆动模式的特征在于将(例如可变的)压力极限选择为(例如预定)在摆动功能(例如,在设备是例如挖掘机的车辆的情况下)的PRV压力的裕度内,或铲斗模式,其中该铲斗模式的特征在于将(例如可变的)压力极限选择为(例如预定)在铲斗功能(例如,在设备是例如挖掘机的车辆的情况下)的PRV压力的裕度内,或组合的铲斗和摆动模式,其中组合的铲斗和摆动模式的特征在于将(例如可变的)压力极限选择为(例如预定)在铲斗和摆动功能两者(例如,在设备是例如挖掘机的车辆的情况下)的PRV(例如,与铲斗和摆动功能的两个液压负载流体连通的液压回路中的PRV)的裕度内。

[0062] 可由用户例如通过用户界面来选择一种或多种选择的液压机运行模式。可以通过控制器选择一种或多种选择的液压机运行模式。

[0063] 可选地,控制器可构造为接收测得的压力,并且将测得的压力与压力极限进行比较。可选地,控制器可构造为接收测得的压力,并将测得的压力与压力极限进行比较,以及当测得的压力接近或基本等于压力极限时限制排量。

[0064] 可选地,压力极限(和/或阈值压力)可以是卸压阀将会被致动以释放加压流体所处的压力。压力限制(和/或阈值压力)可以是预先确定的可接受的压力。

[0065] 可选地,压力可以在液压回路中不与卸压阀流体连通的位置处进行测量。

[0066] 在一些实施例中,车辆(可选地为挖掘机)可不具有任何卸压阀,然而,通常车辆将包括多个卸压阀(例如,在由安全规定指示的情况下)。

[0067] 通常,不同的PRV与不同的功能相关联,并且因此将具有不同的PRV开启压力(例如,用于升高挖掘机的臂的PRV开启压力可以不同于(例如,高于或低于)用于降低挖掘机的臂的PRV开启压力)。

[0068] 控制器可构造为接收需求和/或用户命令,并且在确定测得的压力是否在压力极限的裕度内时考虑需求和/或用户命令。该方法可包括在计算测得的压力在压力极限(即,相应的PRV开启压力)的裕度内的位置时考虑需求和/或用户命令(例如,经由一个或多个操纵杆输入的命令)。例如,压力极限和/或裕度可随需求和/或用户命令或其它参数,例如致动器位置或运动速度而变化。

[0069] 已知提供一种车辆(例如挖掘机),其中,流量被供应以允许同时用于许多功能(例如,挖掘机功能)的致动。在一些情况下,过多的流量可能被引导到一个或多个功能(例如,如果存储在与所述功能相关联的查找表中的流量值不精确)。这可能导致压力达到PRV极限,并且过多的流量经由PRV离开以便防止损坏液压机的零件或液压回路中的其它部件。然而,当流量经由PRV离开时,与该流量相关联的能量就损失了,这导致了低效率。过多的流量对功能的另一个不利影响可能是阀芯上的压降增大(但未达到PRV压力)。这导致阀芯上较大的功率损失。

[0070] 该方法可以包括测量来自用户的输入(例如,经由操纵杆传递的输入)以产生控制信号,该控制信号用于确定来自该液压机的排量或至少是来自一个或多个工作腔室的组的排量。控制器可接收用户输入并且产生控制信号,该控制信号用于确定来自液压机的排量,或者至少来自一个或多个工作腔室的组排量。这以开环模式运行,因此不存在用于校正误

差的反馈系统。这种机器通常非常精确。

[0071] 控制信号可以是滑阀控制信号(例如,先导压力或比例启动信号),其确定滑阀打开多少。控制信号可用于调节从一个或多个工作腔室的组到一个或多个致动器的液压流体流动速率。

[0072] 可能的是,该设备还包括在液压回路中的至少一个滑阀,在使用中液压流体通过该滑阀从一个或多个工作腔室的组流动到该一个或多个液压致动器,以及包括压力传感器,该压力传感器构造为测量在该至少一个滑阀之前和之后的液压流体的压力,例如在液压机的出口处和在一个或多个致动器处。

[0073] 控制器通常构造为由来自压力传感器的压力的测量值来确定至少一个滑阀上的压降,并且接收指示滑阀的位置的(测量的)滑阀位置信号或滑阀控制信号,并且如果所确定的压降超过阈值压降则限制一个或多个工作腔室的排量,该阈值压降是分别根据滑阀位置信号或滑阀控制信号确定的。该方法通常包括由来自压力传感器的压力的测量值确定至少一个滑阀上的压降,并且接收指示滑阀的位置的(测得的)滑阀位置信号或滑阀控制信号,并且如果所确定的压降超过阈值压降则限制该一个或多个工作腔室的排量,该阈值压降是分别根据滑阀位置信号或滑阀控制信号来确定的。

[0074] 阈值压降是期望压降或与期望压降相关(例如,在期望压降的预先确定的裕度内)。可以根据滑阀位置信号或滑阀控制信号计算期望压降。阈值压降可以通过查询查找表来确定。阈值压降可以是可接受的压降。考虑到由滑阀位置信号或滑阀控制信号指示的流量,阈值压降可以是可接受的压降。压降指示流速,因此过大的流速指示超过分别考虑到滑阀位置信号或滑阀控制信号所预期的流量。如果检测到过量的流动,则限制该一个或多个工作腔室的组的排量。阈值压降可以根据一个或多个附加因素以及滑阀位置信号或滑阀控制信号来确定。

[0075] 压力传感器可包括在液压机的一个或多个工作腔室的组的出口处的压力传感器和在进入一个或多个液压致动器中的输入处的压力传感器。

[0076] 通常,阀(例如,滑阀)是常闭的,并且构造为可响应于用户命令(例如,经由操纵杆输入的用户命令)而打开,从而将流动可选地(例如)引导至一个或多个致动器。滑阀通常包括一个主(例如,中央)端口,该主端口可以是默认打开的(即,常开),以由此提供默认的流动路径(例如,导管),由一个或多个工作腔室排出的流体可以通过该默认的流动路径可选地流动到箱和一个或多个其它端口(例如,连接到一个或多个致动器的端口),这些端口可以是默认关闭的,并且可以响应于一个用户或控制器命令而打开。滑阀通常包括一个或多个其它端口,这些端口可以默认是关闭的(即,常闭)并且可以响应于用户命令(可选地为控制器命令)而打开。通常,当另一端口打开时,主(例如,中央)端口关闭。通过测量与滑阀相关的控制信号(例如,控制信号可以是先导压力),可以确定滑阀的端口打开多少。还可以提供滑阀位置传感器(其例如可确定滑阀构件相对于阀体的位置)。

[0077] 该一个或多个工作腔室的组可以通过具有多个端口的滑阀的特定的端口连接到该一个或多个致动器。在这种情况下,正是该特定端口的开度将确定导致待测量的压降的流动速率。

[0078] 通常,滑阀包括主端口以及一个或多个其它端口,该主端口可以是默认打开的,从而提供默认流动路径,由一个或多个工作腔室的组排出的流体可以流动通过该默认流动路

径可选地流动到箱,这些其它端口可以是默认关闭的,并且可以响应于用户或控制器命令而打开。所述特定端口可以是所述主端口或所述其它端口。

[0079] 控制器可构造为接收用户输入、滑阀控制信号的测量值和可旋转的轴的旋转速度的测量值,从而可选地借助查找表确定(例如,计算)所需排量的开环估计值,并且通常还基于可旋转的轴的旋转速度的测量值和所需排量的开环估计值来确定(例如,计算)流量的估计值。因此,该方法可以包括响应于用户输入接收和处理滑阀控制信号(例如,先导压力)和可旋转的轴的旋转速度的测量值,从而计算(例如,参考查找表)所需排量的开环估计值,并且基于轴速的测量值和所需排量的开环估计值来计算估计的流量。

[0080] 代替滑阀控制信号,可以使用来自滑阀的反馈信号、例如滑阀位置。

[0081] 该方法可包括基于控制信号(并且因此基于滑阀开度)来确定代表滑阀上的压降的值,并且测量实际压降(例如,通过从液压机和致动器处的压力传感器接收压力测量值),并且将实际压降与阈值压降进行比较,如果实际压降超过阈值压降就减小排量。控制器可构造为基于控制信号(并且因此基于滑阀开度)来确定代表滑阀上的压降的值,并且测量实际压降(例如,通过从液压机和致动器处的压力传感器接收压力测量值),并且将实际压降与阈值压降进行比较,如果实际压降超过阈值压降就减小排量。

[0082] 滑阀上消耗的功率是通过滑阀的流量和滑阀上的压降的函数。滑阀上的压降与通过滑阀的流量的平方成比例。因此,如果压降高,则表示通过阀芯浪费了大量功率。因此,对于给定的经测量的滑阀位置或滑阀控制信号的阈值压降是根据在给定滑阀位置处被认为是可接受的功率损失来设定的。因此,当压降超过阈值压降时,会减少(例如,限制)到一个或多个致动器的流量,以由此限制功率损失。这具有提高效率的效果。在使用中,操作者可通常经由操纵杆来调节滑阀控制信号(例如,先导信号),以由此增加(例如,滑阀的)开度并且因此导致在一个或多个致动器处的速度增加。对于给定的流量,通过较大的(例如,滑阀)阀开口的压降较小。

[0083] 通常,如果实际压降超过阈值压降,则控制器使用比例积分控制回路来使流量减小。该方法可包括:如果实际压降超过阈值压降,则使用比例积分控制回路使流量减小。这样的比例积分控制回路构造为使得控制回路的积分部分仅在实际压降超过阈值压降时被允许积分,或者在实际压降是低于可接受的压降的情况下将积分值返回到零。当实际压降不超过可接受的压降时,应用控制回路的比例部分。通常,控制回路的比例部分构造为如果实际压降不超过阈值压降则基本上不引起流量变化。因此,控制器(即,经由积分比例控制回路)通常仅用于减小流量(例如,排量),即,比例积分控制回路不起作用以增加流量。该方法通常仅包括减少流量。

[0084] 可能的是,当控制器选择性地限制一个或多个工作腔室的组的排量以产生较少的流量时,排量减小到由滑阀控制信号(其又通常由可手动操作的控制件的位置确定)指示的排量以下(例如,减小预先确定的裕量)和/或低于(例如,减小预先确定的裕量)预期在正常运行期间会给出的测得的压降的排量。因此,控制器可以超过一个或多个工作腔室的组的排量。该方法可包括将排量减小到低于(例如,减小预先确定的裕量)由滑阀控制信号(其又通常由可手动操作的控制件的位置确定)指示的排量,以低于(例如,减小预先确定的裕量)预期在正常运行期间会给出的测得的压降的排量。因此,方法可以包括超过一个或多个工作腔室的组的排量。

[0085] 这具有促使操作者将可手动操作的控制件移动到这样的位置中,该位置使得滑阀打开更多和/或使一个或多个工作腔室排出更多流体。这具有允许更有效的运行并且防止与比例滑阀相关的低效率的优点。

[0086] 在排量经调节(例如,增加、减少或限制)的情况下,这通常包括调节(例如,增加、减少或限制)需求信号(例如,是由此实现的)。

[0087] 车辆中的共振振荡具有许多负面影响,例如,部件损坏、操作员所经受的不可接受的噪音和振动。包括液压传动装置的车辆可能由于液压传动装置内或连接到液压传动装置的液压机的运行引起的共振振荡,包括由液压传动装置的运行引起的共振振荡而受损。然而,已经发现,当采用上述类型的液压机和马达时,由于流经液压机的流动的脉动特性可能产生振动,如果它们与一个或多个部件的共振频率一致,则可能导致振荡。只有在存在从激励源到部件的机械传输路径时,才会引起部件在其共振频率下的振动。振动可能出现,这取决于有效循环所选择的频率。例如,如果每秒选择十个有效循环,其在时间上相等地间隔开,则可能产生10Hz下的振动。类似地,也可能由与工作腔室容积的无效循环的频率相关的振动引起问题。例如,如果在轴的每一转中,所有工作腔室都进行有效循环,但是每0.1秒一个工作腔室执行无效循环,其中,无效循环在时间上相等地间隔开,则因此可能存在10Hz的振动。这种振动可能更具破坏性,仅仅因为它们在机器以最大排量的高比例运行时,并且因此在具有高功率吞量并且情况下变得相关,并且作用的力更大的。

[0088] 通常,操作车辆(例如,挖掘机)内的液压机将产生振动,该振动可分为三组:不可接受的振动、不期望的振动和可接受的振动。控制器可构造为确定(并且该方法可包括确定)振动是否被分类为不可接受的振动、不期望的振动或可接受的振动,这取决于以下因素,包括:这些振动的量级和/或这些振动的频率和/或是否存在用于这些振动的机械传输路径以允许其它部件被激励。在需求量化的情况下,液压机的输出脉动可能包含某些频率内容,该频率内容包括不被认为是不可接受或不期望的频率,因为它们不会引起驾驶员感觉得到的振动、或者不会产生可听见的噪音、或导致可能会预料到对部件造成损坏的振动。然而,频率内容可能导致在计算液压机的扭矩时不希望使用的压力脉动。压力的频率成分是已知的,并且这可以通过使用滑动平均滤波器来消除。在动态调节窗口尺寸以使得滑动平均滤波器将移除此特定可接受频率的情况下,滤波器也将移除该频率的谐波,并且由于滑动平均滤波器是低通滤波器,因此它还将部分地衰减高于可接受频率的所有频率。

[0089] 液压机(例如,通过液压机控制器)使用需求信号来决定一个或多个工作腔室的组中的每个工作腔室在每个工作腔室容积的周期中对每个工作腔室执行活动周期或非活动周期。在响应于液压回路或一个或多个致动器的测量特性计算需求信号的情况下,已经发现可能存在由于响应于需求信号而实施的有效循环和无效循环的模式导致的气缸工作或不工作的频率所引起的不希望的振动或振荡。例如,如果测量特性是在与一个或多个工作腔室的组流体连通的液压回路中的一位置处的压力或流动速率,和/或与一个或多个工作腔室流体连通的一个或多个致动器的运动的位置或速度,则可能发生这种情况。从反馈回路抑制这些频率将会是有利的。

[0090] 可能的是,液压机所响应的需求信号被量化,具有多个离散值中的一个。可能是,接收并且量化(可选地连续的)需求信号,例如通过选择最接近所接收的需求的离散值,或所接收的需求之上或之下的下一个离散值。可以在量化步骤中应用滞后以避免颤动。多

一个离散值可以代表一个或多个工作腔室的组的流体的全排量的平均分数。可以存在确定离散值的步骤,例如计算它们或从存储器读取它们,并且它们可以是可变的,例如取决于可旋转的轴的旋转速度。

[0091] 可能的是,控制器构造为计算,并且方法可包括计算,通过使用滤波器基于液压回路或一个或多个致动器的测量特性来过滤控制信号来计算需求信号,其中,滤波器使由工作腔室容积的有效循环和无效循环模式产生的一个或多个频率衰减,该工作腔室容积的有效循环和无效循环模式由液压机响应于需求信号来选择每个工作腔室的液压流体的净排量而产生。可能的是,所述一个或多个滤波器包括至少一个滑动平均滤波器。可能的是,液压回路的测量特性是测得的压力(例如,在液压机的输出处、在一个或多个致动器处、在一个或多个阀之前或之后等)。

[0092] 滤波器可以根据需求信号的当前值或先前值而变化,从而抑制由于经历由(量化的)需求信号引起的有效循环或无效循环的工作腔室的模式而产生的频率。

[0093] 需求信号的多个离散值可以是或可以不是等间隔的。离散值可以随着或可以不随着可旋转的轴的旋转速度变化。如果它们随着可旋转的轴的旋转速度变化,则可以选择它们以减少低频分量的产生。例如,可能存在少于1000个或少于100个离散值。在需求信号是数字的情况下,不是指二进制逻辑施加的可能值,而是指在考虑需求信号的比特大小的情况下可以数字地表示的值的子集。因此,考虑位长,离散值通常表示小于10%、小于1%或小于0.1%的需求信号可能具有的数字值。

[0094] 可能的是,离散值的值随着可旋转的轴的旋转速度而变化,并且选择为当液压机控制一个或多个工作腔室的组的净排量时避免产生不期望的和/或不可接受的频率,以实现量化需求。

[0095] 滑动平均滤波器通常具有滤波器窗口。可能的是,滤波器窗口具有根据需求信号的离散值和可旋转的轴的旋转速度选择的滤波器窗口长度,以使由在需求信号的离散值和可旋转的轴的旋转速度的离散值下执行工作腔室容积的有效循环或无效循环的一个或多个工作腔室的组引起的频率衰减。可能的是,滤波器窗口具有对应于预先确定的最小频率的倒数值的滤波器窗口长度。因此,滤波器将以预先确定的最小频率去除分量,并且通常还使较低的频率分量衰减。通常,对于有效和无效循环的给定的模式/给定的需求,预先确定的最小频率与可旋转的轴的旋转速度成比例。预先确定的最小频率对于给定的需求信号的离散值可以根据存储在存储器中的参数和从可旋转的轴的旋转速度确定。

[0096] 尽管滤波器窗口长度可以是固定的,但是通常液压机控制器构造为根据需求信号引起滤波器窗口长度的周期性调整。该方法可包括根据需求信号周期性地调节滤波器窗口长度,例如可旋转的轴每旋转一次调整一次。

[0097] 已知滑动平均滤波器,其在指定数量的先前数据点(例如,在给定的数据窗口中的数据)上取特定函数的平均值。在计算平均值时,可以将不同的加权分配给不同的数据点,或者可以将基本相同的加权分配给每个数据点(例如,滑动平均实际上是滑动的平均值)。平均值可以是算术平均值,谐波或几何平均值,中值,模等。在滑动平均滤波器具有固定滤波周期(例如,固定尺寸的数据窗口)的情况下,滑动平均滤波器不可能有效地过滤所有不需要的频率。然而,在函数的频率波形包含具有与滑动平均窗口的尺寸相同的周期的给定频率的信号的情况下,该频率从该函数完全衰减(即,被滤波)。因此,可以通过选择滑动平

均滤波器的窗口尺寸来移除任何频率,使得它匹配该频率的周期。由于滑动平均滤波器用作低通滤波器,因此高于该所述频率的任何频率都将至少部分地衰减。本发明的另一方面提供了一种具有动态改变窗口尺寸的滑动平均滤波器(或移动平均滤波器)。

[0098] 各个工作腔室是可(例如,通过阀门控制模块)在工作腔室容积的每个循环中选择的,以排出预先确定的固定体积的液压流体(有效循环),或经历无效循环(也称为空转周期),其中,没有液压流体的净排量,从而使机器的净流体吞量能够动态地匹配由需求信号指示的需求。控制器和/或阀控制模块能可操作为通过执行算法(例如,对于工作腔室容积的每个循环)使各个工作腔室经历有效循环或无效循环。该方法可包括执行算法以确定各个工作腔室是否经历有效循环或无效循环(例如,对于工作腔室容积的每个循环)。该算法通常对(例如,量化的)需求信号进行处理。

[0099] 由工作腔室执行的工作腔室容积的有效循环和无效循环的模式具有带有一个或多个强度峰值的频谱。例如,如果工作腔室在交替的基础上执行有效和无效循环,则在频率等于工作腔室容积周期的频率的一半的频率处会存在强度峰值。更一般地,工作腔室将经历更复杂的有效循环和无效循环模式,具有带有一个或多个强度峰值的频谱。

[0100] 由工作腔室执行的工作腔室容积的有效和无效循环的模式通常具有有限的时间段,其中,有限的时间段可在可接受的值的范围内变化。例如,有效循环和无效循环的模式可以具有至少0.001s、或至少0.005s、或至少0.01s的最小周期,和/或可具有至多0.1s、或至多0.5s的最大周期。

[0101] 在示例机器中,最小周期可以是2ms(由在2050RPM的最大速度下所有12个缸的启动频率引起)。本领域技术人员将理解的是,在原动机的更高的速度或更多气缸的情况下,最小周期可以是1ms(或更小)。在主要实施例中,优选地去除低于5Hz的所有频率,因此对应于0.2s的周期。

[0102] 通常,根据可接受的频率组成来选择可接受的时间段的范围。从该最大可接受时间段开始,将根据缸的数量和原动机的工作范围来选择可接受的排量需求的有限范围。例如,可以选择可接受的 F_d 值的范围以包括排量需求的有限个数的整数分数。可以根据旋转轴的旋转速度来选择有限个数的整数分数的分母,例如,分母可以选择使得该时间段低于最大时间段。通常,有限个数的整数分数的分母的可接受值根据可旋转的轴的旋转速度变化。具有短时间段是有益的,因为这对应于更频繁的有效或无效工作腔室容积的循环,并且因此从腔室启动中去除低频成分。

[0103] 通常,根据工作腔室容积的有效循环和无效循环的模式的频率来选择滑动平均滤波器的窗口尺寸。例如,如果工作腔室容积的有效和无效循环的模式具有10.5Hz的频率,则滑动平均滤波器的窗口尺寸可以选择为使得其具有0.095s的周期。

[0104] 执行有效或无效循环的工作腔室的频率与可旋转的轴的旋转速度(每秒转数)成比例。这是因为在工作腔室容积的每个循环期间通常将存在一个点,在该点给定的工作腔室被指派执行有效循环或无效循环。例如,通常决定是否关闭电子控制阀,该电子控制阀对工作腔室与低压液压流体歧管之间的液压流体的流动进行调节。因此,由特定序列的有效循环和无效循环产生的(潜在地不期望的)频率与循环发生的速度成比例,也就是说与可旋转轴的旋转速度成比例。因此,滑动平均滤波器的窗口尺寸通常根据需求信号和可旋转的轴的旋转速度来选择。

[0105] 然而,可能存在不期望的频率(例如,频率范围),其包括液压机的一部分的一个或多个共振频率和/或车辆(例如,挖掘机)的一部分的一个或多个共振频率,车辆的该部分为液压机的一部分或与液压机机械连通(例如,机械地联接到液压机),该共振频率不与可旋转的轴的旋转速度成比例地变化。

[0106] 重要的是执行有效(或无效,在适当时)循环的工作腔室的数量所随着变化的频率。如果执行有效(或无效,在适当时)循环的工作腔室的数量改变了一个常量,则不会影响基频。例如,如果在连续的判定点(即,在该时间点上做出关于一个或多个工腔室应当经历有效循环还是无效循环的判定的时间点)确定工作腔室的序列可以由1和0表示,其中,0表示无效工作腔室循环,而1表示有效工作腔室循环,例如:0,0,0,1,0,0,0,1(该序列具有与序列1,1,1,0,1,1,1,0相同的基频)。

[0107] 因此,本发明认识到,液压机将产生具有强度峰值的振动,该峰值所处的频率取决于由工作腔室执行的有效循环和无效循环的模式,并且对于给定的有效循环和无效循环序列,该峰值与可旋转的轴的旋转速度成比例。根据本发明,通过防止某些范围的Fds来控制阀指令信号的模式以减少不希望的振动,这意味着有时不能精确地满足目标净排量。然而,在闭环反馈系统中,由此产生的任何误差都可以被校正。阀命令信号的模式通常通过确定每个工作腔室经历了有效循环还是无效循环来影响频谱的一个或多个强度峰值出现所处的频率。然而,如果由工作腔室排出的液压流体的量在多个循环之间变化,那么在工作腔室容积的每个循环期间由阀控制信号的模式确定的净排量也影响该频谱的一个或多个强度峰值发生所处的频率。

[0108] 在量化需求信号的情况下,在这些离散的排量(“量化排量”)处的有效循环和无效循环的模式导致具有已知频率成分的缸启用模式,并且因此,存在的缸启用模式的最低频率模式是已知的。因此,该方法可包括动态地调节(并且控制器可以构造为调节)滑动平均滤波器的窗口尺寸,使得滑动平均滤波器完全衰减最低的已知频率。该方法可包括根据可旋转轴的旋转速度和/或当前液压流体排量来调节(并且控制器可构造为调节)滑动平均滤波器的窗口尺寸。例如,如果量化产生10ms的周期,则滑动平均滤波器的窗口尺寸可以选择为也具有10ms的周期,从而衰减10Hz的缸启用模式(例如,对其进行滤波)。

[0109] 可能的是,控制器可接收需求信号(典型地是连续的需求信号)并且确定对应的数值系列,所述数值系列对应于工作腔室容积的有效循环和/或无效循环的模式,从而满足需求信号(即,当由工作腔室容积的有效循环和/或无效循环的模式产生的需求信号(F_d)在一段时间段上被平均时)。该方法可包括接收需求信号(典型地是连续的需求信号)并且确定对应的数值系列,所述数值系列对应于工作腔室容积的有效循环和/或无效循环的模式,从而满足需求信号(即,当由工作腔室容积的有效循环和/或无效循环的模式产生的需求信号(F_d)在一个时间段上被平均时)。

[0110] 例如,控制器可接收最大排量的90%的连续需求信号,并且可确定数值的系列,其包括至少100个值、或优选地至少500个值、或更优选地至少1000个值。数值的系列可包括重复序列,并且因此有效循环和/或无效循环的模式可包括对应于重复序列的周期。

[0111] 该方法可包括选择最小可允许频率(例如5Hz、10Hz),然后产生需求的多个离散值(例如Fd)的量化列表,所述值(例如,Fd)选择为引起缸启动的一个或多个模式,其中,所述模式仅具有高于最小可允许频率的频率成分。控制器可构造为确定最小可允许频率(例如,

5Hz、10Hz),然后产生需求的多个离散值(例如,F_d)的量化列表,所述值(例如,F_d)选择为用于引起缸启动的一个或多个模式,其中,所述模式仅具有高于最小可允许频率的频率成分。

[0112] 需求的可允许值的量化列表可取决于机器中的缸的数量和/或机器的可旋转的轴的运行旋转速度(因为可旋转的轴的旋转速度和缸的数量将影响对于给定需求值存在的频率)。对于列表中的每个需求值,可以计算存在的最小频率。当机器运行时,将(经滤波的)需求信号传输到液压机的控制器。该方法可包括接收代表需求(例如,F_d)的值和测得的可旋转的轴的旋转速度,并且查询查找表(从而确定由于用于所述需求的F_d的工作腔室容积的有效循环和无效循环的模式而存在的最低频率),选择与存在的最低频率对应的窗口尺寸,计算测得的控制信号(例如压力)(即,从窗口内测得的压力)的滑动平均值(例如,均值),从而完全衰减控制信号中存在的最低频率(由工作腔室容积的有效循环或无效循环的模式产生)。由于滑动平均滤波器是一种低通滤波器,因此高于最低频率的其它频率也将部分地衰减。

[0113] 通常,该方法包括动态调节所选择的窗口尺寸。控制器可构造为动态地调节所选择的窗口尺寸。

[0114] 通常,窗口尺寸取决于存在的最低频率(其又取决于可旋转的轴的旋转速度)。窗口尺寸可以每个转动信号中同步(即,调节)一次。

[0115] 通过动态地调节窗口尺寸(通常与最低已知频率的倒数匹配),滑动平均滤波器可以从接收的控制信号或需求信号中完全衰减该频率。这具有提高原动机速度和允许液压机在它使用期间更大的百分占比中更接近原动机速度(或扭矩)极限运行的优点。

[0116] 可能的是,一个或多个共振频率(和/或不期望频率的范围)不随可旋转的轴的旋转速度变化。然而,一个或多个共振频率(和/或不期望的频率范围)可随着可旋转的轴的旋转速度变化。一个或多个共振频率(和/或不期望的频率的范围)可以根据参数变化,该参数可以独立于可旋转的轴的旋转速度。例如,一个或多个所述共振频率(例如,油缸的共振频率)可取决于油缸或吊杆的位置。一个或多个参数可以是由一个或多个传感器测得的测量参数。

[0117] 该方法对于衰减来自控制为输出量化排量的液压机的已知频率是有用的。连续排量的低频模式在某些情况下可能导致较大的窗口尺寸(例如,如果频率非常低)以及由此导致相当大的控制滞后。另外,由于该排量是连续的(并且不是在固定的步骤中),工作腔室致动的模式不会达到重复的模式状态。

[0118] 可能的是,所述滤波器中的至少一个接收信号并输出信号,其中,输出信号不因为输入信号在频带内的改变而改变。典型地,输入信号是控制信号(例如,测得的压力、流量或致动器位置或速度)或源自其的信号。通常,输出是需求信号或进一步处理以给出需求信号。

[0119] 来自单独的工作腔室致动的贡献可以导致脉动的压力波纹。由于压力变化用于允许做出决定(例如,改变F_d的决定等),所以由脉动的压力波纹引起的压力的小变化可能被误解为真实的、故意的压力变化,这会导致错误地做出决定。

[0120] 可能的是,滤波器的输出保持在基本恒定的值,直到输入值改变到输出的预先确定的拒绝范围(“死区”)之外。可能的是,当输入值改变到输出的预先确定的拒绝范围之外时,滤波器的输出进行阶跃变化(例如,变化到输入的当前值)。

[0121] 这具有如下优点,脉动的压力波纹(或用于反馈的其它测量变量的变化)不影响液压机扭矩控制,但是考虑了压力的较大的变化(不是波纹)或其它控制信号。

[0122] 预先确定的拒绝范围可以响应于压力脉动的预期范围而选择。预先确定的拒绝范围可包括至少10巴(bar)、至少20巴或至少30巴(例如,20巴)的压力范围。本领域技术人员将会理解,预先确定的拒绝范围通常根据其中意在使用它的特定的液压系统来选择。然而,例如如果液压系统的柔性和/或刚度改变(例如,当设有蓄能器时),则预先确定的拒绝范围可以可选地是可调节的。

[0123] 发动机和泵需要有限的时间来响应需求的变化。泵(例如ECM)通常能比发动机响应更快。

[0124] 因此,本发明的另一方面提供了一种设备,该设备包括原动机(例如,发动机)和多个液压致动器,液压机,该液压机具有与该原动机驱动接合的可旋转轴,并且包括多个工作腔室,多个工作腔室具有的容积随着可旋转轴的旋转而周期性地变化,液压回路,该液压回路在液压机的一个或多个工作腔室的组与一个或多个液压致动器之间延伸,

[0125] 液压机的每个工作腔室包括调节工作腔室与低压歧管之间的液压流体流动的低压阀以及调节工作腔室与高压歧管之间的液压流体流动的高压阀,

[0126] 该液压机构造为响应于需求信号而主动地控制该一个或多个工作腔室的组的至少这些低压阀,以在工作腔室容积的每个周期上选择每个工作腔室的液压流体的净排量,并且由此选择该一个或多个工作腔室的组的液压流体的净排量。

[0127] 该设备包括原动机调速器,其可操作成响应于原动机控制信号来调节原动机速度,其中,该设备构造为通过与扭矩需求相关的信号的前馈来调节原动机控制信号。

[0128] 本发明扩展到一种操作该设备的方法,包括响应于原动机控制信号调节原动机速度,其中,通过与扭矩需求相关的信号的前馈来调节原动机控制信号。

[0129] 扭矩需求通常是液压机的扭矩需求,尽管它可以是另一部件的扭矩需求,例如是由液压机驱动的部件的扭矩需求。

[0130] 该方法可包括响应于操作者输入(其通常设定目标速度)而将原动机调节到目标速度。通常,原动机调速器响应于操作者输入(其通常设定目标速度)将原动机调节到目标速度。与扭矩需求相关的信号可以是液压回路或一个或多个致动器的测量特性,或者是操作输入。与原动机扭矩需求相关的信号可以与给定的压力或流量相关联。与原动机扭矩需求相关的信号可以是经过滤的信号。原动机调速器可以是原动机控制器(例如,包括执行所存储的程序代码的一个或多个处理器)。

[0131] 通常,调节原动机控制信号以使原动机调节器响应于扭矩需求的增加而增加原动机的施加扭矩。

[0132] 通常,该方法包括调节原动机控制信号,并且该设备构造为调节该原动机控制信号以使该原动机调节器增加该原动机的施加扭矩,并且随后在延迟时间段之后(并且可选地取决于所测量的速度和/或压力和/或Fd等)调节该需求信号以增加工作流体的排量和由该一个或多个工作腔室的组所施加的扭矩。通常,这使得由一个或多个工作腔室所施加的扭矩的增加与原动机的扭矩的增加同时(例如,在相同的时间)施加(应用)。

[0133] 该方法可包括计算液压机需求,使原动机增加扭矩以满足需求,延迟液压机扭矩需求直到原动能能满足该需求的(时间)点,并且随后同时施加泵负载和原动机扭矩,从而

在轴上不产生净扭矩，并因此维持原动机速度。该设备可构造为计算液压机需求，并且使原动机增加扭矩以满足该需求，而延迟液压机扭矩需求直到原动机能满足该需求的(时间)点，并且随后同时施加泵负载和原动机扭矩，从而不在轴上产生净扭矩，并且因维持持原动机速度。

[0134] 在原动机是发动机的情况下，这具有通过避免发动机降速(下降)来改进发动机稳定性优点。

[0135] 本发明延伸到一种操作该设备的方法，包括向一个或多个液压机施加扭矩极限。该设备可包括控制器，该控制器可操作为向一个或多个液压机施加扭矩极限。

[0136] 典型地，液压机扭矩极限将低于取决于当前原动机速度(例如，可旋转的轴的旋转速度)的原动机扭矩极限。控制器(例如，原动机控制器(例如，发动机控制器)或液压机控制器)能可操作为接收当前原动机速度的测量值，并且通常参考包含扭矩速度曲线的查找表来确定对应的原动机扭矩极限。该方法可包括接收当前原动机速度的测量值，并且通常参照包含扭矩速度曲线的查找表来确定对应的原动机扭矩极限。

[0137] 替代地或附加地，(原动机或液压机)控制器能可操作为接收当前机器速度的测量值并且通常参照包含扭矩速度曲线的查找表来确定对应的机器扭矩极限。该方法可包括接收当前机器速度的测量值，并且通常参照包含扭矩速度曲线的查找表来确定对应的机器扭矩极限。

[0138] 在原动机是具有涡轮增压器的发动机的情况下，原动机控制器还可考虑与涡轮增压器相关联的一个或多个参数，并且该方法可包括考虑与涡轮增压器相关联的一个或多个参数。例如，在涡轮增压器限制发动机多快地改变其扭矩输出(例如，由于涡轮增压器进气系统的时间常数和/或涡轮增压器惯性)的情况下，原动机控制器可应用并且该方法可包括应用低于原动机扭矩极限的附加临时扭矩极限。液压机控制器能是可操作为使液压机执行，并且该方法可包括执行一个或多个(通常为两个或更多个)扭矩变化率，可选地根据RPM、当前扭矩、附加临时扭矩极限、最大原动机扭矩和/或安全系数。一个或多个扭矩变化率通常包括(例如，至少是)第一扭矩变化率和第二扭矩变化率。液压机控制器能是可操作为使液压机执行，并且该方法可包括：当原动机在附加临时扭矩极限以下运行时，实施液压机扭矩的第一变化率，而当原动机在附加临时扭矩极限或高于该限制运行时，实施扭矩的第二变化率，可选地(例如，通常)，其中，扭矩的第一变化率比扭矩的第二变化率快。

[0139] 在原动机构造为向两个或更多个致动器提供排量的情况下，控制器(例如，液压机控制器)可构造为并且该方法可包括响应于与每个致动器相关联的需求而在ECM上施加不同的扭矩极限。替代地，控制器(例如，液压机控制器)可构造为并且该方法可包括响应于与每个致动器相关联的需求而在原动机上施加基本相同的扭矩极限。

[0140] 控制器(例如，液压机控制器)可以在使用时接收一个或多个信号(例如，与速度误差、可用扭矩、发动机负载、一个或多个压力测量值等的测量值相关联的信号)，并且由此确定施加到ECM的当前扭矩，并且可以随后响应于一个或多个信号而增加或减小扭矩极限。该方法可包括接收一个或多个信号(例如，与速度误差、可用扭矩、发动机负载、一个或多个压力测量值等的测量值相关联的信号)，并且由此确定施加到ECM的当前扭矩，并且可包括随后响应于一个或多个信号而增加或减小扭矩极限。

[0141] 控制器(例如，液压机控制器)可构造为接收出口压力的测量值和表示排量需求的

值,并且由此可计算所施加扭矩的估计值(例如,通过计算出口压力和排量需求的乘积)。该方法可包括接收出口压力的测量值和表示排量需求的值,并且计算所施加扭矩的估计值(例如,通过计算出口压力和排量需求的乘积)。

[0142] 控制器(例如,液压机控制器)可构造为接收可旋转的轴的旋转速度的测量值和表示排量需求的值,并且由此计算所输送的流量的估计值(例如,通过计算排量需求和可旋转的轴的旋转速度的乘积)。该方法可包括接收可旋转的轴的旋转速度的测量结果和表示排量需求的值,并且由此计算所输送的流量的估计值(例如,通过计算可旋转的轴的旋转速度和排量需求的乘积)。

[0143] 在控制器(例如,液压机控制器)构造为接收可旋转的轴的旋转速度的测量值并且计算所施加的扭矩的估计值的情况下,控制器还可计算所吸收的机械功率的估计值。该方法可包括接收可旋转的轴的旋转速度的测量结果,并且计算所施加的扭矩的估计值,以及可选地进一步计算所吸收的机械功率的估计值。

[0144] 在控制器(例如,液压机控制器)构造为接收出口压力的测量值并且计算所输送的流量的估计值的情况下,控制器还可计算流体功率的估计值。该方法可包括接收出口压力的测量值,并且计算所输送的流量的估计值,以及可选地还计算流体功率的估计值。

[0145] 可选地,在控制器(例如,液压机控制器)构造为计算施加的扭矩和/或输送的流量和/或吸收的机械功率和/或流体功率的估计值的情况下,控制器可构造为接收与液压机相关联的一个或多个其它的参数(例如,体积排量和机械效率,可选地根据压力、速度、温度等),并且可考虑一个或多个其它的参数,从而提高估计值的精度。该方法可包括接收与液压机相关联的一个或多个其它参数(例如,体积排量和机械效率,可选地考虑压力、速度、温度等(例如,其测量值))从而改进所吸收的机械功率或流体功率的所述估计值。

[0146] 控制器(例如,液压机控制器)可构造为接收当前压力的测量值,计算在所述压力下施加扭矩所需的排量限制,并且限制输出排量使得其不超过排量限制以从而限制扭矩。该方法可包括接收当前压力的测量值,计算在所述压力下施加扭矩所需的排量限制,以及限制输出排量,使得其不超过排量限制以从而限制扭矩。

[0147] 控制器(例如,液压机控制器)可构造为接收可旋转的轴的当前旋转速度的测量值,计算以可旋转的轴的所述旋转速度供应流量所需的排量限制,并且限制输出排量使得其不超过排量限制,以从而限制流量。该方法可包括接收可旋转的轴的当前旋转速度的测量值,计算在可旋转的轴的所述旋转速度下供应流量所需的排量限制,并且限制输出排量,使得它不超过排量限制以由此限制流量。

[0148] 控制器(例如,液压机控制器)可构造成接收当前压力和可旋转的轴的当前旋转速度的测量值,并且计算在所述压力和旋转速度下吸收功率并且限制输出排量(使得其不超过排量限制以由此限制功率)所需的排量限制。方法可包括接收当前压力和可旋转的轴的当前旋转速度的测量值,以及计算在所述压力和旋转速度下吸收功率并限制输出排量(使得其不超过排量限制以从而限制功率)所需的排量限制。

[0149] 控制器(例如,液压机控制器)可构造为并且该方法可包括接收指示排量、流量、压力、功率和/或扭矩需求的一个或多个信号。该一个或多个信号可由一个或多个限制函数来进行限制,该一个或多个限制函数通常取决于一个或多个其它参数(例如,温度)。例如,控制器可接收并且该方法可包括接收指示100升/分钟(L/min)的流量需求的信号,其中,指示

流量需求的信号受到200巴(bar)的压力极限和20kW的功率极限限制，并且机器可构造为仅当压力的测量值指示压力处于或低于200巴并且功率的测量值指示功率输出处于或低于20kW时才响应于该流量需求来输出流量，直到100升/分钟的极限。该一个或多个限制函数可以是非线性限制函数。

[0150] 控制器(例如，液压机控制器)可构造为接收(和/或计算)原动机(例如，发动机)的可用扭矩的估计值，并且设定液压机扭矩极限，其中，扭矩极限取决于原动机速度。该方法可包括接收和/或计算原动机(例如，发动机)的可用的扭矩的估计值，并且设定液压机扭矩极限，其中，扭矩极限取决于原动机速度。例如，在相对低的原动机速度下，液压机扭矩极限可以被选择为零以防止熄火(例如，发动机熄火)；相反，在相对高的原动机速度下，可以选择液压机扭矩极限以防止机器损坏。替代地，在相对较高的原动机速度下，可以增加液压机扭矩极限以从而增加机器负载，使得原动机速度降低，直到机器负载与原动机的可用扭矩匹配。这具有提供可用功率的暂时的增加直到原动机速度降低的优点。本领域技术人员将会理解，相对较高或较低的原动机速度将取决于单独的原动机和/或车辆。

[0151] 在车辆包括发动机形式的原动机的情况下，发动机具有包括发动机调节器的控制器，发动机调节器可包括可变的速度设定值，并且控制器可构造为接收发动机速度下降的测量以从而计算发动机负载的估计值。该方法可包括实现发动机的可变的速度设定值。该方法可包括接收发动机速度下降的测量值并且由此计算发动机负载的估计值。因此，液压机扭矩极限可由限制函数进行限制，其中，限制函数取决于发动机速度下降的测量值。

[0152] 可能的是，存在具有相应的需求信号的多个工作腔室的所述组，并且其中该控制器在独立地改变工作腔室的两个或多个所述组的需求信号的同时实施该扭矩极限。这使得控制器能够优先化，并且该方法可以包括优先化工作腔室的一个或多个所述组的扭矩，或者将工作腔室的一个或多个所述组的扭矩维持在预先确定的(例如，在有足够的原动机扭矩可获得时得到保证的)扭矩。

[0153] 可能的是，存在具有对应的需求信号的工作腔室的多个所述组(典型地连接到一个或多个致动器的相应的多个组)，并且其中该控制器实施该扭矩极限，并且该方法包括实施扭矩极限，同时通过改变一个或多个工作腔室的对应的组的对应的需求信号来使工作腔室的一个或多个所述组的扭矩优先于工作腔室的一个或多个其它所述组的扭矩。

[0154] 可能的是，存在具有相应的需求信号的工作腔室的多个所述组，并且其中该控制器实施扭矩极限，并且该方法包括实施扭矩极限，同时将工作腔室的一个或多个所述组的扭矩优先于工作腔室的一个或多个其它所述组的扭矩。

[0155] 可能的是，存在工作腔室的多个所述组，并且其中在至少一些情况下，控制器引起并且方法包括引起工作腔室的所述组中的一个或多个执行马达运转循环，而工作腔室的一个或多个其它所述组中执行泵运转循环，从而使用来自马达运转的扭矩以补充发动机扭矩并且由此辅助由所述泵运转产生的扭矩。

[0156] 可能的是，控制器限制扭矩，并且该方法可以包括限制扭矩，以实施一个或多个工作腔室的组或作为整体的液压机中的最大扭矩转换速率。

附图说明

[0157] 现将参照以下附图阐释本发明的示例实施例，在附图中：

- [0158] 图1是具有负反馈控制的挖掘机液压回路的示意图,其特征在于ECM;
- [0159] 图2是根据本发明的ECM的示意图;
- [0160] 图3A是示出对ECM的变化响应时间的流程图;
- [0161] 图3B是示出对ECM的变化响应时间的流程图;
- [0162] 图4是具有前馈控制的挖掘机液压回路的示意图,其特征在于ECM;
- [0163] 图5是供应到挖掘机的输入的逻辑图;
- [0164] 图6是液压马达的阀控制模块的示意图;
- [0165] 图7是液压挖掘机的示意图;
- [0166] 图8A是根据在开环扭矩极限设定值上运行以避免发动机降速或熄火的RPM的扭矩的曲线图(如本领域已知的),而图8B是根据本发明的系统的RPM的曲线图,该系统在发动机速度设定值以下使发动机运行,从而避免发动机降速或熄火;
- [0167] 图9是响应于阶跃需求的输入和输出随时间的曲线图,表示系统的时间常数;
- [0168] 图10是根据压力的示例扭矩极限曲线的曲线图;
- [0169] 图11A是对于给定的流量需求的根据流量的压力的曲线图,而图11B是对于给定的排量需求的根据流量的压力的曲线图;
- [0170] 图12是根据RPM的扭矩的曲线图,表示动力需求并且考虑了最小和最大发动机速度以防止熄火和内部机器损坏;
- [0171] 图13是根据RPM的扭矩的曲线图,表明了扭矩关于机器的速度限制的关系和扭矩关于发动机速度限制的关系,其中,机器的扭矩极限在高速下增加;
- [0172] 图14是扭矩根据RPM的曲线图,其中,发动机调节器提供发动机速度设定值,使得发动机上的总负载可以参考发动机降速来估计;
- [0173] 图15是对于具有受限的扭矩输出变化率的发动机,根据RPM的扭矩的曲线图;
- [0174] 图16是施加有各种扭矩极限的根据时间的扭矩的曲线图;
- [0175] 图17A和图17B是在具有扭矩极限的系统中,对于两个液压致动器的可变需求,扭矩根据时间的曲线图;以及
- [0176] 图18是响应于所接收的需求信号的量化输出根据时间的曲线图。
- [0177] 应认识到的是,移动和静态液压设备、尤其是重型施工设备的实际设计的液压回路示意图是众所周知地复杂的。为了简单和清楚起见,附图省略了本领域技术人员将会理解的可能存在的特征,例如主要是普通的卸压阀、排放管线、流量控制(件)、液压负载保持(件)、液压负载缓冲(件)、蓄能器、顺应性流体体积等。

具体实施方式

- [0178] 现在将描述一系列示例实施例,其中,原动机是发动机。本领域技术人员将理解,也可以适当地选择其它原动机。
- [0179] 参照图1,本发明的第一示例实施例是挖掘机形式的车辆。已知的挖掘机通常具有流体歧管,流体歧管延伸穿过阀8中的中心通道以经由节流阀5到流体容器2(通常为大气压力下的箱)。这种挖掘机通常还具有至少一个压力监测器4、用作原动机的发动机22(在该示例中,为具有发动机控制器26的柴油发动机)、控制器14和多个用户输入装置(在该示例中,为操纵杆10)。用户输入装置通常位于驾驶室中,并且联接到流体歧管延伸穿过的开中心滑

阀8。当致动器6的相应的阀8经由操纵杆10致动时，致动器6(例如，用于吊杆油缸的致动器、摆动马达、履带马达等)可液压连接到泵出口。

[0180] 在本发明的第一示例实施例中，该机器还具有(例如，至少)两个图2中大致示出的类型的电子换向液压机32，其与发动机22旋转机械连通以通过一个或多个旋转轴传递扭矩。

[0181] 图2是呈电子换向液压机(ECM)的形式的液压机32的示意图，包括具有缸34和活塞40的多个工作腔室，缸34具有由缸的内表面限定的工作容积36，活塞40经由偏心凸轮44由可旋转的轴42驱动并且在缸内往复以循环地改变缸的工作容积。可旋转的轴牢固地连接于驱动轴并与其一起转动。轴位置和速度传感器46确定轴的瞬时角位置和转动速度，并且通过信号线48通知机器的机器控制器14，这使得机器控制器能够确定每个缸的循环的瞬时相位。

[0182] 工作腔室各自与呈电子致动的面密封提升阀52的形式的低压阀(LPV)相关联，该提升阀具有相关联的工作腔室并且可操作为选择性地密封从工作腔室延伸到低压液压流体歧管54的通道，该低压液压流体歧管可以将一个或多个工作腔室，或者实际上如在此所示的全部工作腔室连接到ECM 54的低压液压流体歧管。LPV是常开式电磁致动阀，当工作腔室腔内的压力小于或等于低压液压流体歧管内的压力时，即在进气冲程期间，该电磁致动阀被动地打开，以使工作腔室与低压液压流体歧管流体连通，但是在控制器的主动控制下经由LPV控制线56可选择性地关闭，以使工作腔室脱离与低压液压流体歧管的流体连通。阀可替代地是常闭阀。

[0183] 工作腔室各自还与相应的高压阀(HPV)64相关联，高压阀呈压力致动的输送阀的形式。HPV从它们各自的工作腔室向外打开，并且每个HPV可操作成密封从工作腔延伸到高压液压流体歧管58的相应的通道，高压液压流体歧管58可将一个或若干个工作腔室，或实际上如图2所示全部工作腔室连接到高压液压流体歧管60。HPV用作常闭式压力开启止回阀，当工作腔室内的压力超过高压液压流体歧管内的压力时，该止回阀被动地打开。HPV还用作常闭式电磁致动止回阀，一旦HPV由相关联的工作腔室内的压力打开，则控制器可经由HPV控制线路62选择性地保持该电磁致动止回阀打开。通常，HPV不可由控制器抵抗高压液压流体管线中的压力打开。当高压液压流体歧管中存在压力但是工作腔室中不存在压力时，HPV可附加地在控制器的控制下打开，或者可部分打开。

[0184] 在泵运转模式中，控制器这样来选择液压马达从工作腔室到高压液压流体歧管的液压流体的排量净速率，即通过通常在相关联的工作腔室的循环中最大容积点附近主动地关闭一个或多个LPV、关闭通向低压液压流体歧管的路径并且由此在随后的收缩冲程中通过相关联的HPV引导液压流体出来(但不主动地保持HPV打开)。该控制器选择LPV关闭和HPV打开的数量和序列以产生流动，或产生轴的扭矩或动力以满足所选择的排放净速率。

[0185] 在运行的马达运转模式中，液压机控制器选择由液压机经由高压液压流体歧管由液压机排出的液压流体的净速率，在相关联的工作腔室的循环中的最小容积点之前不久主动地关闭一个或多个LPV、关闭通向低压液压流体歧管的路径，这使得工作腔室中的液压流体被压缩冲程的其余部分压缩。当穿过相关联的HPV的压力平衡时，相关联的HPV打开，并且少量液压流体通过相关联的HPV被引导出来，相关联的HPV由液压机控制器保持打开。然后，该控制器主动将保持该相关联的HPV打开，通常直到接近在该相关联的工作腔室的循环中

的最大容积,允许来自高压液压流体歧管的液压流体到工作腔室并且向可旋转的轴施加扭矩。

[0186] 以及确定是否在逐个循环的基础上关闭LPV或保持LPV打开,该控制器可操作为相对于变化的工作腔室容积来改变HPV的关闭的精确相位,并且由此选择从高压液压流体歧管到低压液压流体歧管的液压流体的排出净速率;反之亦然。

[0187] 端口54、60上的箭头表示处于马达运转模式中的流体流动;在泵运转模式中,流动是相反的。卸压阀66可保护液压机免于损坏。

[0188] 回到图1,每个操纵杆10都联接到开中心滑阀8以调节通过其中的流量。压力监测器4测量在节流阀上游位置(即,在液压致动器的组下游位置)的管道中的液压流体的压力24。控制器14响应于测得的压力24、通过由气缸限定的工作腔室的组来调节液压流体的排量,活塞在使用时在所述气缸中往复运动(工作腔室与液压致动器6的组流体连通)。这可在反馈回路中完成(例如,如果压力监测器4记录到低于期望水平的压力,则控制器14可增加液压流体的排量,并且因此压力24将增大)。在一些挖掘机中,控制器14还可考虑流量需求16和液压机出口压力18,并且可包括扭矩控制模块20和负流量控制模块12。

[0189] 两个ECM 32各自由ECM控制器50控制,使得可以做出关于ECM是否将排出液压流体的逐周期决定。每个ECM可将液压流体传送通过流体歧管和通过两个开中心滑阀8并且传递到在大气压力下的箱2。每个开中心滑阀与操纵杆10电子连通,用户可经由操纵杆10输入命令。滑阀具有常开式中心,当经由操纵杆输入命令时可操作滑阀关闭,在这种情况下,液压流体被转向到液压致动器6(这里示出为单个液压致动器,尽管将会理解的是可以将液压流体转向到多个液压致动器)以由此满足需求。压力传感器4检测每个ECM 32与箱2之间的液压流体的压力。尽管两个开中心滑阀示出为连接到两个机器32中的每一个,但是将会理解的是,该数字可向上或向下变化,并且在两个电子换向机之间可以不同。

[0190] 作为液压流体的油从箱通过低压流体工作歧管供应到液压机的输入侧。使用压力传感器感测高压歧管中的压力。

[0191] 挖掘机也具有发动机控制器22和系统控制器14。系统控制器通过向机器控制器发送控制信号(例如,排量需求信号16)来控制ECM从而调节排量。控制信号要求ECM的排量,其表示为最大排量的分数 F_d (排量要求)。排量的绝对体积(每秒排出的液压流体的体积)是最大排量的分数、工作腔室每循环可以排出的最大体积、工作腔室的个数以及工作腔室体积的循环速率的乘积。因此,液压机控制器可调节所施加的扭矩和高压液压流体歧管中的压力。当液压流体的排量速率增加快于液压流体供应到液压致动器的速率时,高压液压流体歧管中的压力增加;并且反之亦然。多个液压致动器可与高压流体歧管流体连通。在调节扭矩时,每个ECM的排量由液压机控制器纳入考虑。

[0192] ECM 32的控制器50可操作为逐循环做出关于机器的每个缸应完成有效循环还是无效循环的决定。这些决定是基于与给定的液压致动器(或液压致动器的组合)相关联的液压流体排量需求而做出的。因此,在这种ECM运行期间存在高决定频率,并且当施加或改变液压流体排量需求时,存在对应的较短的机器响应时间。

[0193] 参照图4,在挖掘机的替代示例中,每个操纵杆10(除了联接到开中心滑阀8之外)与系统控制器14电子连通。因此,该示例挖掘机可以在没有图1所示的反馈回路的情况下运行,在这种情况下,系统控制器从操纵杆接收指示需求的信号,并且响应于该需求而增加或

减少液压流体的排量。

[0194] 参照图5,对于诸如图2所示的ECM,基于若干输入,包括(但不必限于)发动机速度设定值126、当前发动机速度128、发动机扭矩安全因子130、每个液压机的输出压力132A、132B和与每个液压机相关联的负流量控制系统压力134A、134B来做出关于泵送排量124A、124B(对于每个电子换向液压机)的决定。

[0195] 通过从当前发动机速度136中减去发动机速度设定值来计算发动机速度误差138。发动机速度设定值126还被提供给查询表140,以由此计算可用的最大发动机扭矩142,并且将其与发动机扭矩安全因子130进行比较144,以计算可应用以引起可接受水平的发动机降速的最大ECM扭矩146。

[0196] 每个液压机的输出压力经滤波150A、150B以去除由于量化而产生的最低频率,并且负流量控制压力被馈送到另一个查询表152A、152B中,以由此计算最大流量排量154A、154B。一个滤波后的输出压力也受限制158。对每个液压机的最大流动排量求和156,并且计算对应的扭矩。确定当前发动机速度与速度设定值之间的差,应用增益并且将扭矩偏移应用于最大允许ECM扭矩。该扭矩极限与最大发动机扭矩输出148作比较,并且ECM扭矩需求在扭矩需求信号被发送到液压机控制器之前限制为该值(以确保可以避免过度的发动机降速和熄火)。响应于扭矩需求信号,液压机控制器基于逐循环的基础作出决定160:每个液压机是否应完成有效循环或无效循环。根据当前条件(包括使发动机速度设定值、当前发动机速度、发动机扭矩安全因子、输出压力和负流量控制压力和/或其它因素),液压机控制器可使第一液压机经历有效循环而第二液压机经历无效循环,或它可使第一液压机经历无效循环而使第二液压机经历有效循环,或它可使第一液压机和第二液压机两者经历无效循环。

[0197] 图6是马达32的机器控制器50的示意图。诸如微处理器或微控制器的处理器70通过总线72与存储器74和输入-输出端口76电子连通。存储器74存储程序78以及一个或多个变量80,该程序执行排量确定算法以确定在工作腔室容积的每个循环上每个工作腔室将要排出的液压流体的净体积,这些变量存储了累积的排量误差值。存储器还存储数据库82,该数据库存储关于每个工作腔室的数据,诸如每个工作腔室84的角度位置以及是否被停用86(例如,因为它损坏了)。数据库可存储每个工作腔室已经历了主动循环的次数88。数据库可以存储一个或多个查找表。程序可包括用作共振确定模块的程序代码90,其计算一个或多个不期望的频率和/或不期望的频率的范围。

[0198] 控制器接收输入信号,包括排量需求信号94、轴位置(即,定向)信号90,以及通常为高压歧管中的压力的测量值92。它也可以接收速度信号,以及控制信号(例如启动或停止的命令或提前增加或减少高压流体歧管压力或者启动或停止的命令),或者根据需要接收其它数据。

[0199] 图7是车辆170的示例实施例的示意图,在该情况下,车辆170是具有液压致动臂的挖掘机。液压致动臂由第一接合部分174A和第二接合部分174B形成。第一接合部分和第二接合部分中的每一个都可以独立地致动。合适的车辆的其它示例实施例包括伸缩臂叉车、反铲装载机等。

[0200] 图3A是根据本发明的系统的流程图,其中,系统将压力的初始值114带入到负流量控制系统100中,将负流量控制系统的输出与最大压力116进行比较,给出 F_d 的值118,该值被馈送到低通滤波器102(在该情况下是具有300ms时间常数的低通滤波器)。该滤波器的输

出被传递到速度限制器106,该速度限制器还接收压力测量值104、当前发动机速度测量值110和发动机速度设定值112。这允许由扭矩限制器108计算扭矩极限,并且因此最终输出需求被传递到(一个或多个)电子换向机118。因此,本发明提供了对模拟泵(例如,传统的旋转斜盘泵)的特性进行仿真的功能。

[0201] 电子换向机通常具有非常短的响应时间。这是因为在工作腔室容积的每个循环上可以对每个工作腔室做出关于工作腔室将经历有效循环还是无效循环的决定。工作腔室通常围绕旋转轴分布,并且因此在可旋转的轴的每一转中存在多个决定点(例如8个或更多或12个或更多)。具有围绕可旋转的轴间隔 24° 的工作腔室的、以1500rpm旋转的电子换向机可以对例如2.7ms内的需求变化作出反应。在某些情况下,这种非常快速的响应时间可能是优选的,但有时可能在系统中引起不期望的不稳定性,这会对可控性具有负面影响。

[0202] 例如,在系统设有与低顺应性成比例的高增益的情况下,系统将对延迟(例如,由执行信号测量所需的时间引起的延迟(由滤波引起)或由硬件响应时间引起的延迟)敏感。在这种系统对2-3ms的延迟敏感的情况下,将这种延迟降低到可接受的水平是不可行的。因此,本发明提供了一种方法,通过该方法延迟输出响应以便向系统提供时间来变得稳定。低通滤波器(例如,具有大约100-300ms)用于对输出需求进行滤波。结果,系统响应阶跃输入所花费的时间更长,然而在实践中,在许多应用场合中,这对于使用中的操作者(例如,挖掘机的用户)来说是不可察觉的。

[0203] 图3B是具有3A所示的特征以及当前测量的发动机速度120和发动机速度设定值122的其它输入的系统的流程图。比较它们以计算发动机速度误差。附加地,提供数据库124,该数据库包含查询表,该查询表指示取决于发动机速度的发动机扭矩极限。

[0204] 图9是指示在本领域中如何典型地计算(和定义)时间常数的曲线图。当阶跃需求被输入到系统中时,系统通常花费一些有限的时间来响应需求。时间常数定义为系统输出达到输入所需的总变化的 $\sim 63\%$ (即, $1 - 1/e$)所需的时间。

[0205] 因为ECM可以快速反应(通过对于每个工作腔室的每个循环在逐个周期的基础上作出决定的,并且可选地独立于每个其它工作腔室的每个循环),所以利用ECM操作的负流量控制系统可能响应于快速变化的需求而变得不稳定。为了避免这种情况,本发明应用了响应阻尼器(在该示例中,呈滤波器的形式)。该响应阻尼器将300ms的延迟引入ECM的响应时间。本领域技术人员将理解的是,可以选择任何延迟时间以满足特定机器的要求。

[0206] 此外,本发明还提供了一种超驰模式,其对响应阻尼器旁通以防止发动机熄火和防止发动机降速。

[0207] ECU响应于扭矩需求的变化控制发动机速度,使得发动机速度尽可能接近发动机速度设定值。当增加的需求被施加到发动机时,通常存在发动机速度的降低(即,发动机降速),并且在这种需求的增加之后恢复发动机速度的能力(至少)取决于发动机速度设定值、ECU响应时间和燃料系统。

[0208] 在运行期间,ECU从外部传感器或经由CAN总线提供的信号来接收指示扭矩或速度的期望值的信号,例如,构造为测量踏板位置的外部传感器。ECU接收来自转速传感器的信号,并且计算可旋转的轴的旋转速度。因此,ECU可操作为通过闭环控制保持可旋转的轴的旋转速度以满足期望的速度命令。

[0209] ECU还构造为响应于接收的一个或多个信号,通过一个或多个液压机、喷射器和/

或喷嘴的控制来控制发动机的燃料喷射部件,以由此满足期望的扭矩需求,所接收的信号包括指示曲轴位置、燃料温度、燃料压力和/或质量空气流量的信号。

[0210] 在发动机具有一个或多个涡轮增压器(或例如,增压器和/或排气再循环器)的实施例中,ECU构造为监测接收到的、指示质量空气流量和/或空气充气压力的一个或多个信号,并且响应于由此满足期望的扭矩需求而调节供给到缸的空气流量。

[0211] 此外,ECU构造为从包括牵引控制系统(在一些实施例中为变速器换档控制系统)的附加系统接收信号并向其提供信号。ECU经由CAN总线从附加系统接收信号并且向附加系统提供信号,并且可以响应而修改车辆和/或发动机的特性。

[0212] 参照图8A,为了避免发动机降速或熄火,已知以开环扭矩极限来操作工业车辆(例如,挖掘机)。这种开环扭矩极限低于最大发动机扭矩224,并且表示对于给定的发动机速度(可选地对于发动机速度设定值)可以是由所有液压机组合提供的最大总扭矩。因此,对于给定的发动机扭矩,存在可接受的发动机速度的范围228。例如,如果车辆具有由相同的发动机驱动的两个液压机,则每个液压机可被限制为使得其可以提供最大为45%的扭矩极限,结果是来自两个液压机的扭矩之和会是最大扭矩的90%(即,提供了安全裕度226)。进行这种选择,使得机器的绝对扭矩极限从不被超过(例如,当输入过多的需求时),以由此防止车辆熄火。

[0213] 然而,这必然会导致低效率(因为对于给定的发动机速度设定值,机器不能以其最大扭矩224运行)。因此,参照图8B,本发明提供了一种根据发动机速度误差调制扭矩极限的方法(其中发动机速度误差由上面的等式1定义)。这里,液压机扭矩增加到瞬时可用扭矩234以上导致发动机速度降低,导致发动机速度误差240成比例增加。发动机调速器检测发动机速度误差并且作出响应236,提供更多的燃料以由此将可用的发动机扭矩增加到最大。这种情况的结果是发动机速度接近稳定值(低于发动机速度设定值232)并且发动机提供其最大扭矩。

[0214] 在运行期间,响应于施加的负载的发动机速度的变化是发动机降速。降速通常以百分比表示,并且可以根据以下等式从没有施加负载的发动机的速度($S_{无负载}$)和施加全负载的发动机的速度($S_{全负载}$)计算得到:

$$[0215] \% \text{降速} = \left(\frac{S_{无负载} - S_{全负载}}{S_{全负载}} \right) \times 100 \quad (2)$$

[0216] 在本发明的一个示例实施例中,前馈扭矩需求从液压机控制器发送到ECU,并且ECU在液压机施加负载之前计算发动机需求将需要的发动机负载。这具有避免(或至少限制)发动机降速的优点。

[0217] 可由发动机供应的最大扭矩不必与由发动机驱动的液压机的最大扭矩相同。在液压机具有比发动机更短的特征响应时间的情况下,人工延迟ECM的响应时间是有利的。以此方式,在将负载施加到发动机之前,预期有需求,允许发动机速度有时间增加到它能够满足需求的值,并且仅当发动机速度已经增加到该值时,才将负载施加到发动机。

[0218] 本领域技术人员将理解,发动机的响应时间将取决于当前发动机速度(即,当发动机以更高速度运行时,响应时间通常更短)。

[0219] 在本领域中已知的是提供具有涡轮增压器的发动机。这种涡轮增压器本身具有响

应时间,该响应时间是涡轮增压器响应于发动机的需求所必需的时间段。涡轮增压器的响应时间取决于包括涡轮增压器转子单元的惯性、进气压力、空气流量和中间冷却器能量传递的因素范围。这是重要的,因为涡轮增压器的响应时间是对发动机可凭借其施加高扭矩的速度的进一步限制,因为需要一些时间来建立足够的到气缸的空气质量流动速率。涡轮增压器由于其缓慢的响应而在本领域中是已知的,并且由此引起的延迟被称为“涡轮迟滞”。当作为整体考虑发动机的扭矩响应时,重要的是考虑涡轮增压器的影响。然而,一些发动机也可具有其它特征,这些特征也会减缓发动机的响应,并且这些特征也必须被考虑。

[0220] 在液压机(例如,挖掘机等)中使用诸如卸压阀(PRV)的卸压装置是本领域中已知的。当流体歧管中的压力达到PRV极限时,PRV打开以允许液压流体离开系统(通常经由辅助通道到达处于大气压力下的箱)以由此降低压力。这是防止对机器的损害的安全特征。

[0221] 然而,经由PRV离开的液压流体代表了低效率,这是液压流体不再能在系统中做功并且能量由此损失而实现的。由此,在本发明的实施例中,提供了一种系统以避免达到PRV极限并且因此避免导致PRV打开。

[0222] 为了实现这一点,在本发明的一个示例实施例中,到液压机的控制信号受限,使得液压机输出的压力不能超过预先确定的最大压力(例如,PRV压力的95%)。ECU接收需求信号(例如,由用户经由操纵杆输入的信号)并且限制 F_d ,使得未达到预先确定的最大值。

[0223] 通常,至少一个PRV将与车辆的每个致动器相关联。例如,在车辆是挖掘机的情况下,将为每个履带致动器、回转致动器、臂致动器、吊杆致动器等提供至少一个PRV。由于每个致动器与不同的需求相关联,与每个致动器相关联的每个PRV可选地具有不同的PRV极限。附加地,可能存在与不同运动相关联的不同PRV极限(例如,较高的PRV极限可与使臂升高相关联,而较低的PRV极限与使臂降低相关联)。因此,根据本发明的示例实施例的车辆的每个致动器都设有与所述致动器的PRV极限对应的预先确定的最大压力。附加地,本发明的限制压力的示例实施例涉及与致动器对的一个或多个组相关联的PRV,其中,限制与一个或多个组相关联。为组选择的极限可反映该组内的相应致动器压力极限中的最低极限。该组可包括所有致动器。

[0224] 在本发明的一个示例实施例中,这代替了传统的硬件PRV。因此,根据本发明的车辆的一些示例实施例可能因此需要较少(或甚至不需要)PRV阀,然而,在大多数示例实施例中,通常仍将需要这种阀,可能为了满足安全要求。此外,可选地能省去对箱的反馈控制。

[0225] 在本发明的另一示例实施例中,开中心滑阀被闭中心滑阀代替。在使用中,用户输入命令(例如,使用操纵杆),并且这些输入用于确定排量需求。这可以通过测量或监测控制信号压力,诸如先导压力来完成。

[0226] 由于输入命令可以同时对应于多个不同的排量需求,例如以同时引起多个不同的致动器的致动,ECU因此基于用户的输入命令来计算排量需求的预期总和。在一个示例实施例中,滑阀经由液压操纵杆进行控制,以与排量命令成比例地打开(这不需要电子控制)。在一替代的示例实施例中,ECU使用比例电磁阀来使滑阀与排量需求成比例地打开。

[0227] 在一个实施例中,滑阀没有开中心;这表示反馈控制的开环方法(即,在中心打开端口的两侧上没有压力测量,如在设有开中心滑阀的情况下那样,借助开中心滑阀提供反馈以由此校正任何误差)。因此,代替地测量控制信号。控制信号可以呈先导压力的形式,并且是滑阀的打开端口上的压力的测量的形式,并且用于确定滑阀打开多少(测量滑阀的两

侧上的压力,并且参照查找表以确定端口的开度)。压力和开度提供信息,ECU利用该信息来确定流量和由流量引起的预期压降。

[0228] 这避免了与比例滑阀相关联的低效率。

[0229] 控制器构造为接收需求信号并且确定离散值的系列,其中,离散值代表由一个或多个工作腔室排出的流体排量,即工作腔室容积的有效循环和无效循环的模式。图18是作为离散值的示例系列的结果的输出的曲线图(并且因此是工作腔室容积的有效循环和无效循环的示例系列)。工作腔室容积的总输出随着时间被平均,使得该液压机(即, F_d)响应于需求信号而满足需求。

[0230] 用户可以输入命令(例如,经由操纵杆),该命令引起小于发动机最大可能排量输出的100%的一些排量需求。例如,该需求可以是最大可能排量输出的88.9%的排量,并且发动机可具有12个缸以满足该需求。这种需求通过工作腔室的启动模式来满足,该启动模式导致每个单独的工作腔室经历有效循环或无效循环。在该示例中,该模式将是1 0等(其中,1代表由工作腔室执行的有效循环,而0代表由工作腔室执行的无效循环)。

[0231] 如果当可旋转的轴的旋转速度是1200rpm时执行这种有效循环和无效循环的模式,这意味着每秒执行240次决定(即,在用于单个工作腔室的有效循环和无效循环之间进行选择),并且在上述示例中,每37.5ms执行无效循环(模式中的“0”)。由此,这引起26.6Hz的振动。

[0232] 由此,离散值的系列(和/或工作腔室容积的有效和无效循环的模式)可以由非线性函数表示。可选地,可以参考离散值的多个预先确定系列的或从数据库确定离散值的该系列,或控制器可以执行一个或多个计算以由此确定离散值的该系列。本领域技术人员将会理解的是,非线性函数不是简单的传递函数和/或低通滤波器。

[0233] 以这种方式引起的低频振动会导致机器(或车辆)的零件损坏和使用者的不适。为了防止这种情况,本发明应用具有可变周期的滑动平均滤波器来对低频振动进行滤波。通过将滑动平均滤波器的周期设定为等于引起振动的决定模式的周期(在上述示例中,周期会是37.5ms),低频振动被完全衰减(如同振动的谐波那样)。如果有效和无效循环的模式的周期改变,或如果可旋转的轴的旋转速度改变,则滑动平均滤波器的周期也据此改变。

[0234] 来自单独的工作腔室致动的贡献引起脉动的压力波纹。这导致车辆、液压机、驾驶室等的振动。尽管这些振动通常以相对低的振幅开始,但是振动的振幅可以随着时间增加,特别是如果振动的频率处于(或接近)车辆(或车辆的一部分)的共振频率。如果振幅增大超过预定的最大振幅,那么这些振动会导致损坏。

[0235] 另外,由于压力的变化用于允许作出决定(例如,改变 F_d 的决定等),由脉动的压力波纹引起的压力的小变化可能被误解为真实的、有意的压力变化,这会导致作出错误的决定。低振幅波纹抑制滤波器防止了这种情况。

[0236] 低振幅波纹抑制滤波器是非线性函数(不是传递函数或低通滤波器)。这是抑制高级系统上的波纹的两种方式、即共同目标。

[0237] 为了控制液压机的扭矩,必需知道液压机出口处的压力。由可变排量液压机产生的液压机扭矩是根据液压机排量和液压机出口压力的。由于来自单个缸致动的贡献,在出口处存在固有的脉动的压力波纹。使用未经滤波的压力会导致液压机扭矩的快速减小或增

加,这会有益于发动机稳定性和使液压机生产率最大化。然而,由于压力波纹,使用未经滤波的压力用于扭矩控制会导致不稳定的排量。为了从扭矩计算中去除该压力波纹,可使用高度平均或滤波的压力,但是这会导致滞后的扭矩响应(不期望的延迟)。

[0238] 因此,用于扭矩控制的理想压力滤波器会抑制低振幅压力波纹,但会接受高振幅压力变化。因此,低振幅波纹抑制滤波器保持滤波器的先前输出值,并且将新的输入压力与该保持的值进行比较。如果新压力和保持的压力值之间的差在抑制带(“死区”)内,则输出压力保持恒定并且不被修改。如果新的压力在抑制带之外,则将输出压力修改为该新的值。因此,压力波纹不影响液压机扭矩控制,但是考虑了大的压力变化(不是波纹)。死区的范围设定为预期的压力脉动的特定范围,例如20巴压力脉动。死区通常针对其所配装的具体液压系统进行调整和设定。然而,如果液压系统的柔性/刚度改变(例如,如果设有蓄能器),则带可能改变。

[0239] 液压机控制器在液压机扭矩极限高于发动机扭矩极限的情况下施加扭矩极限。扭矩极限取决于当前发动机速度。因此,发动机控制器接收当前发动机速度的测量值,并且参照包含扭矩-速度曲线的查找表(例如,存储在数据库中的查找表)来确定对应的发动机扭矩极限。

[0240] 附加地,在所有发动机速度下,发动机可施加的最大扭矩将低于液压机可施加的最大扭矩。因此,扭矩极限被施加到液压机。

[0241] 例如,需求信号可以是包含与排量、流量、压力、功率或扭矩需求相关联的参数的信号。这些参数根据其它参数而受到限制。参照图11A,在一个示例中,排量可在压力范围308上从最大流量310减小至零排量,导致表示取决于压力需求302和流量需求304的对功率需求306的限制的非线性函数。参考图11B,在另一示例中,扭矩需求314可以以类似的方式进行限制,使得最大扭矩可施加压力308和排量312的某些值,但是可根据排量压力需求302和排量需求316在压力范围被减小到零扭矩。

[0242] 图12是根据发动机速度326和扭矩324的示例功率需求函数306的曲线图,其参照了最小速度需求322和最大速度需求320。液压机控制器根据发动机速度施加扭矩极限。在低速时,液压机控制器减小扭矩极限以防止发动机熄火。相反,在高速时,液压机控制器增加扭矩极限以防止对液压机的损坏。

[0243] 在一示例中,扭矩极限可根据速度设定以匹配发动机的可用扭矩。图13是扭矩函数的示例的曲线图;扭矩函数代表根据可用的发动机速度330确定的扭矩,以及根据可用的液压机速度328确定的扭矩,其中,扭矩324根据发动机速度326并且参考最小速度需求322和最大速度需求320绘制。在低速时,限制液压机的扭矩以防止发动机熄火哦。相反,在高速时,限制液压机的扭矩以防止内部损坏。

[0244] 在一替代示例中,在高速时,可增加液压机扭矩(如曲线328所示)以使发动机速度减小,直到液压机上的负载对应于可用的发动机扭矩。这在短时间内发生,直到发动机速度减小。

[0245] 图14是根据发动机速度348的发动机扭矩342的曲线图,以指示如已知的扭矩随着发动机减速350的变化。在本发明的一示例中,其中,发动机调节器应用发动机速度设定值346,发动机上的总负载通过测量发动机减速来确定。响应于所测得的减速对液压机扭矩进行限制,使得不超过发动机扭矩极限。根据最大发动机速度352的稳定的扭矩跟踪根据最大

液压机速度344的扭矩。

[0246] 图15是根据发动机速度348的发动机扭矩342的曲线图,以指示随着发动机降速350的扭矩变化,如作为本发明的示例实施例的结果而变化的。根据最大发动机速度352的稳定扭矩可与以根据发动机速度354的瞬时扭矩进行比较。液压机控制器可施加低于发动机的稳定扭矩能力的瞬时扭矩极限。这在发动机具有涡轮增压器的情况下是有利的,因为涡轮增压器将具有一些惯性,这些惯性又导致发动机增加其输出扭矩所花费的时间增加。

[0247] 图16是根据时间360的扭矩362的曲线图,其指示了对稳定扭矩极限364、瞬时扭矩极限366和转换速率极限368的作出响应的扭矩的示例。

[0248] 图17A和图17B是根据时间360的扭矩362的曲线图,表示与液压机的第一和第二出口相关联的扭矩响应,而不超过预先确定的扭矩回转极限368。370是与液压机的第一出口相关联的实际扭矩,而372是与液压机的第二出口相关联的实际扭矩。374是与液压机的第一出口相关联的扭矩需求。376是与第一出口相关联的保证的转矩量。如本领域中理解的,这些出口仅流体连接到液压机(的一个或多个工作腔室),当机器以泵运转模式运行时,这些出口用作出口,而当液压机以马达运转模式运行时,这些出口用作入口。在一示例中,第二致动器的扭矩需求可以被限制和降低优先级,因为第一致动器更重要,并且因此总扭矩进行划分,使得第一致动器可用的扭矩比第二致动器可用的扭矩多。

[0249] 图18是指示连续需求信号380如何可以被量化382为离散步长的示例的曲线图。尽管量化的步长可以在需求量(例如,排量)上相等地间隔开,但这不是必需的。

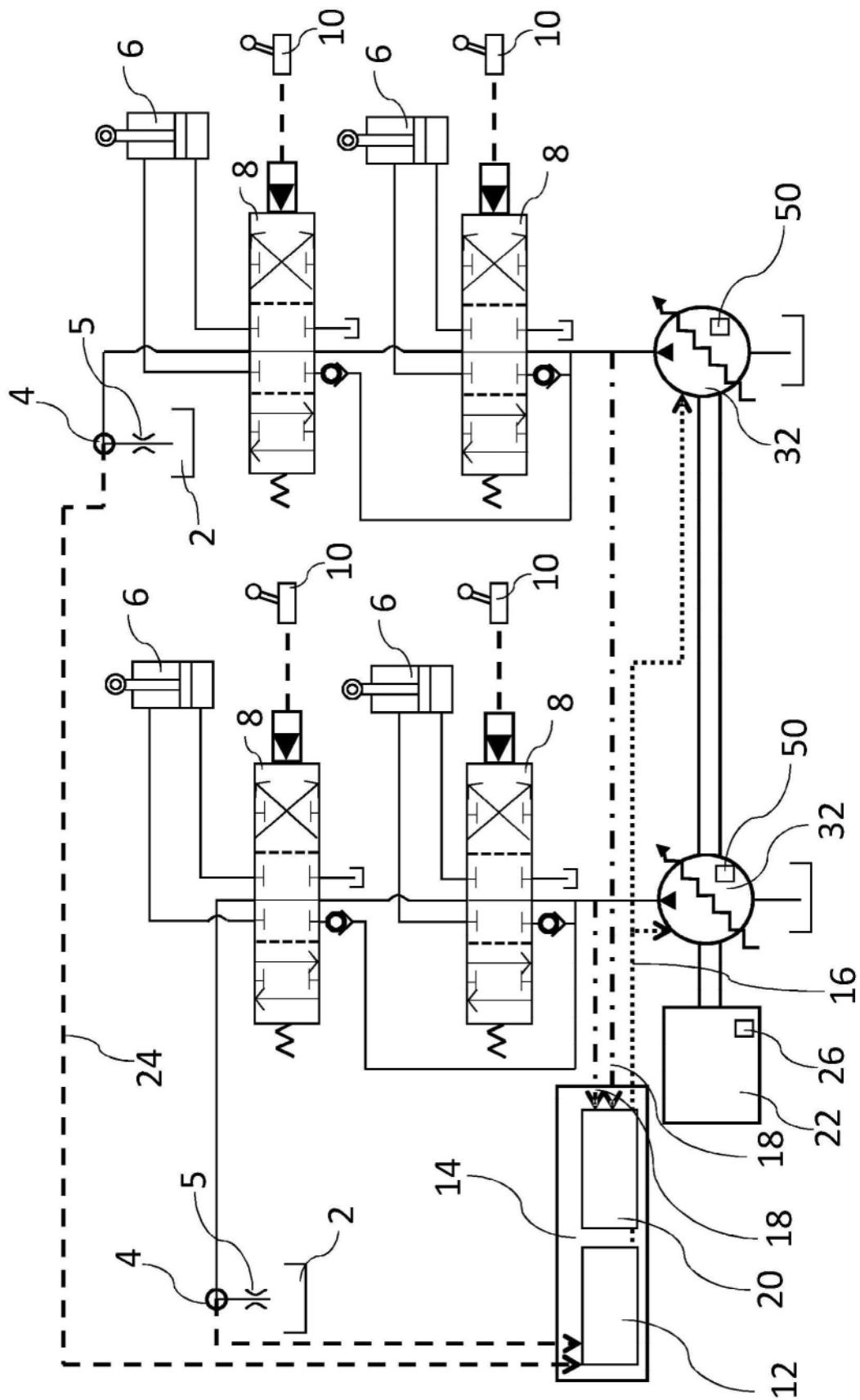


图1

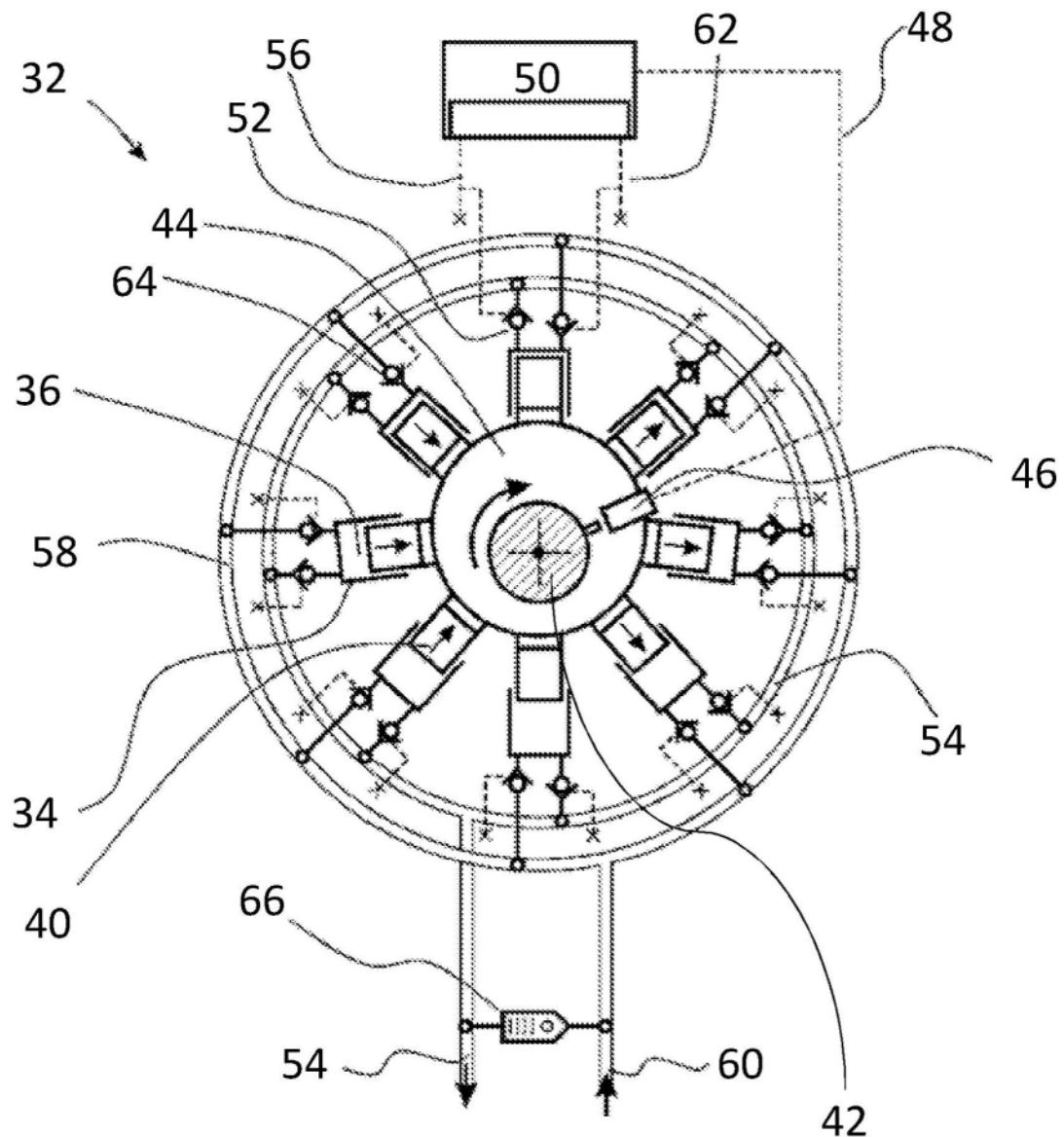


图2

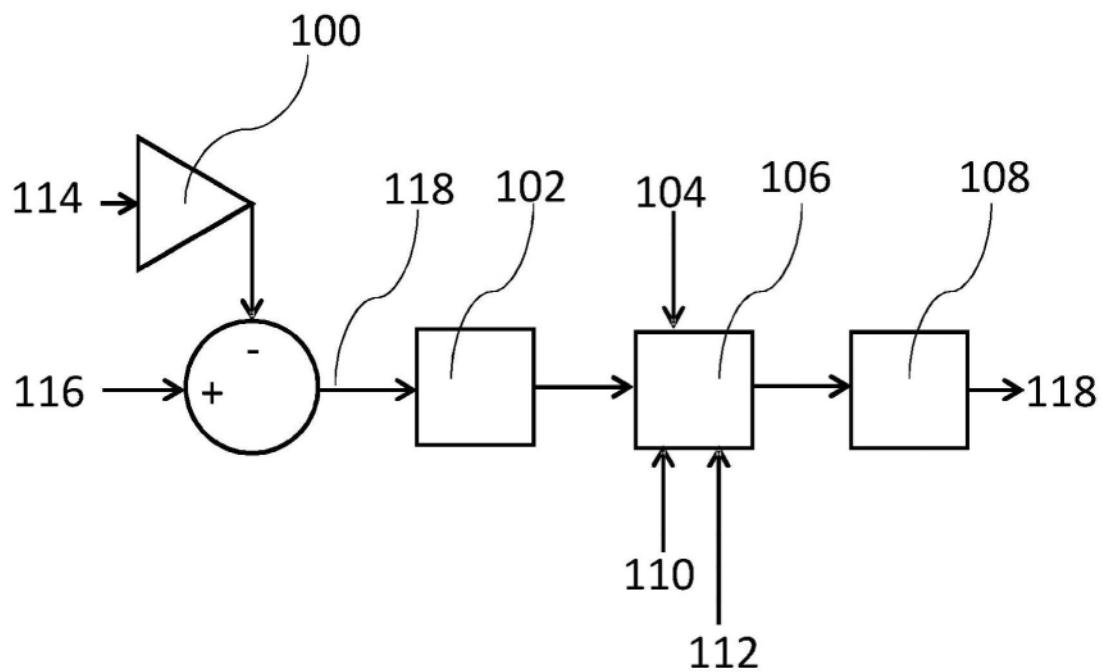


图3A

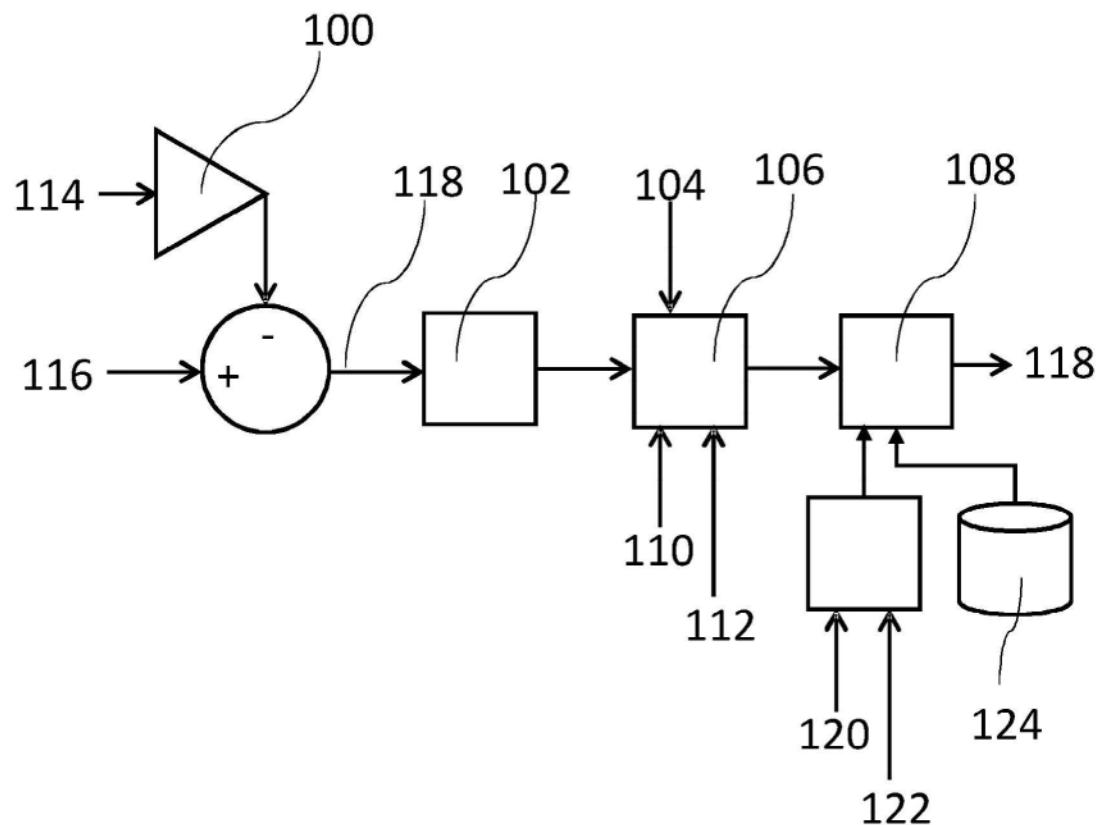


图3B

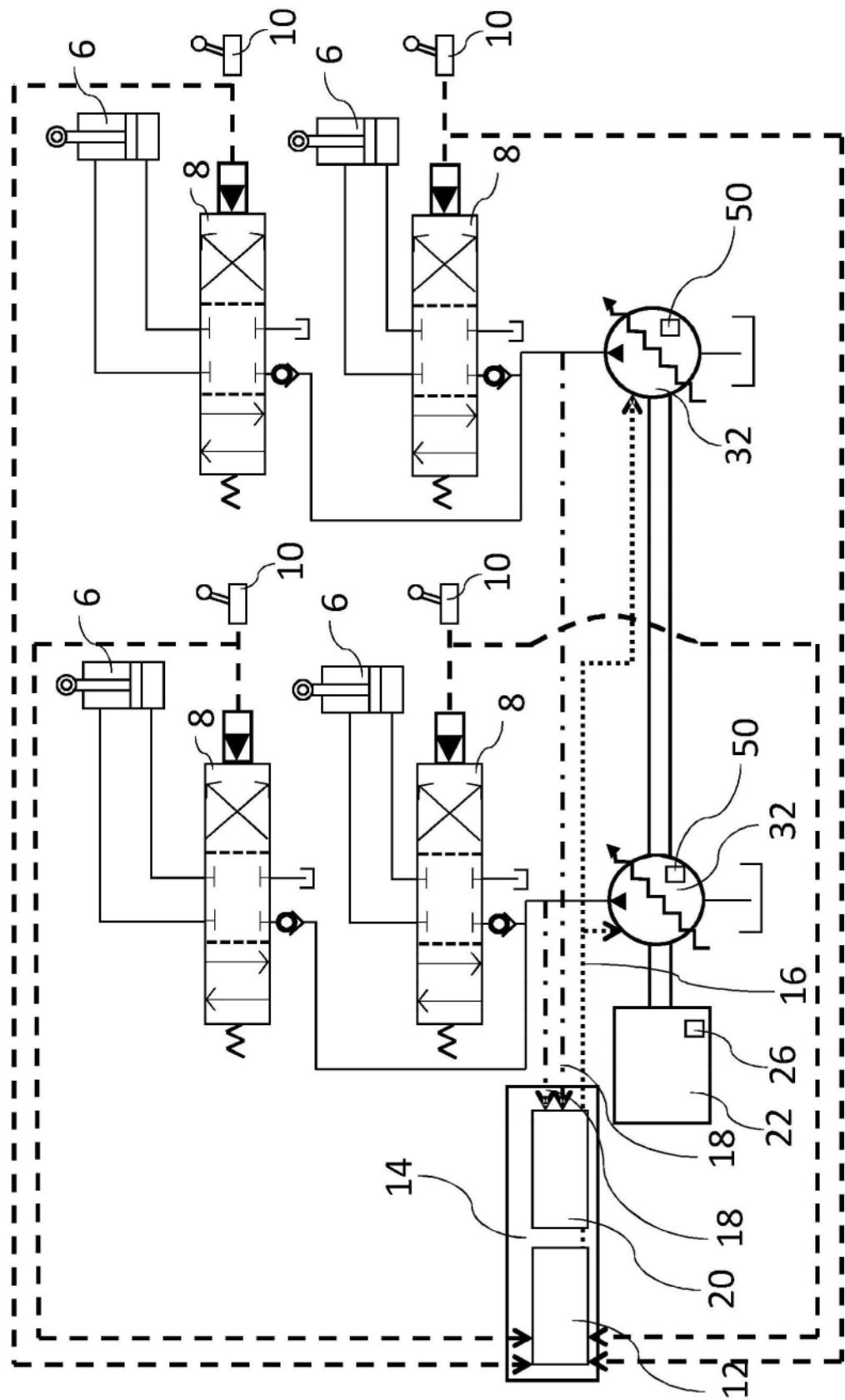


图4

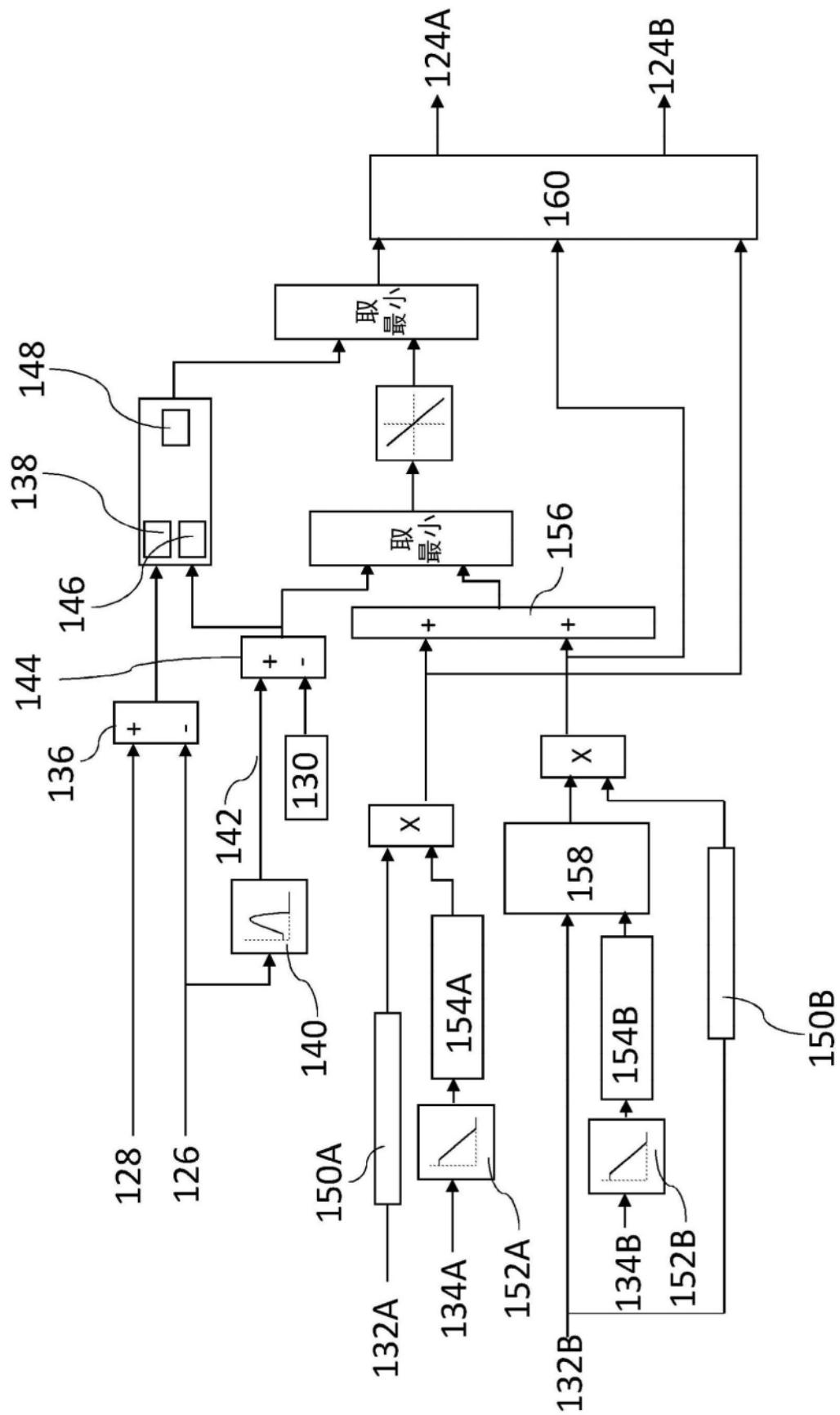


图5

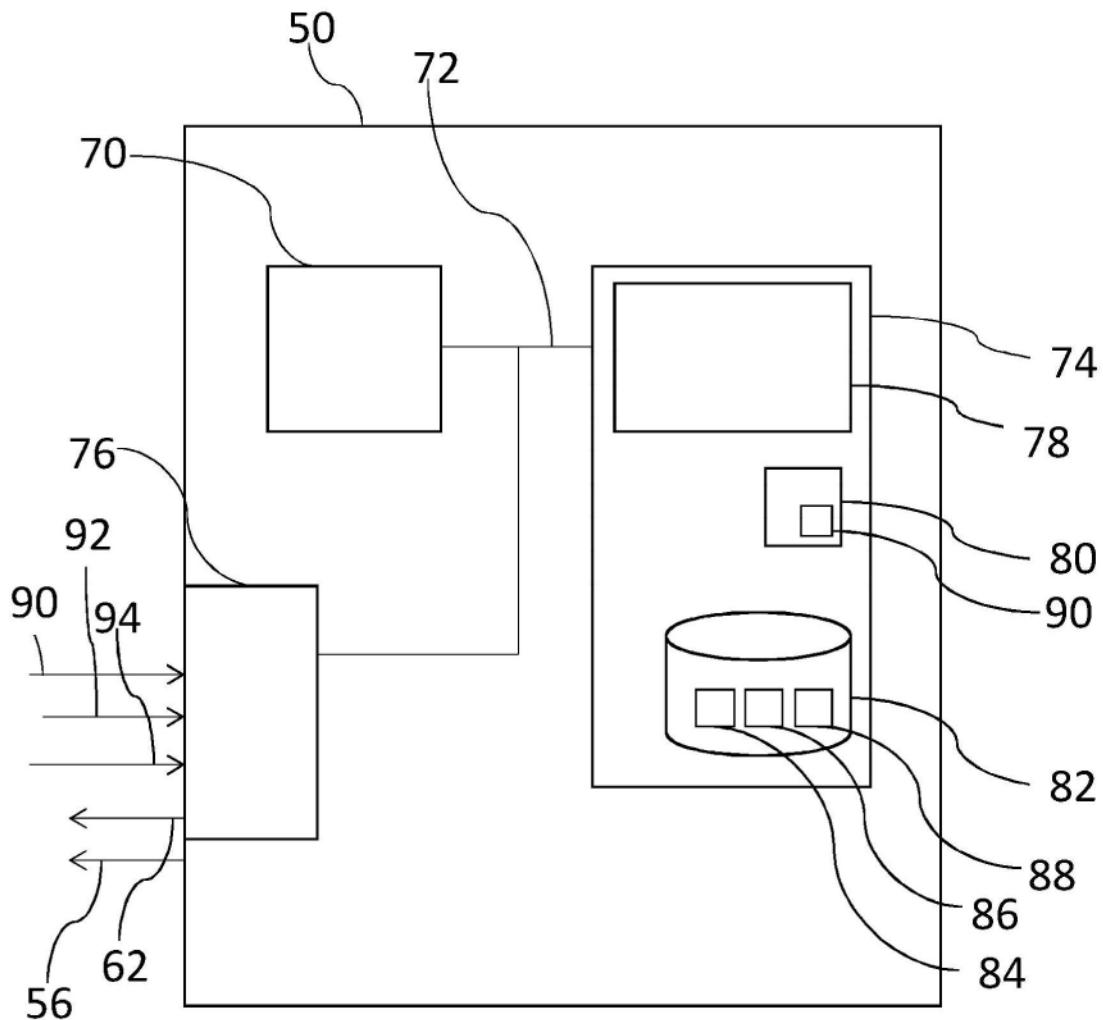


图6

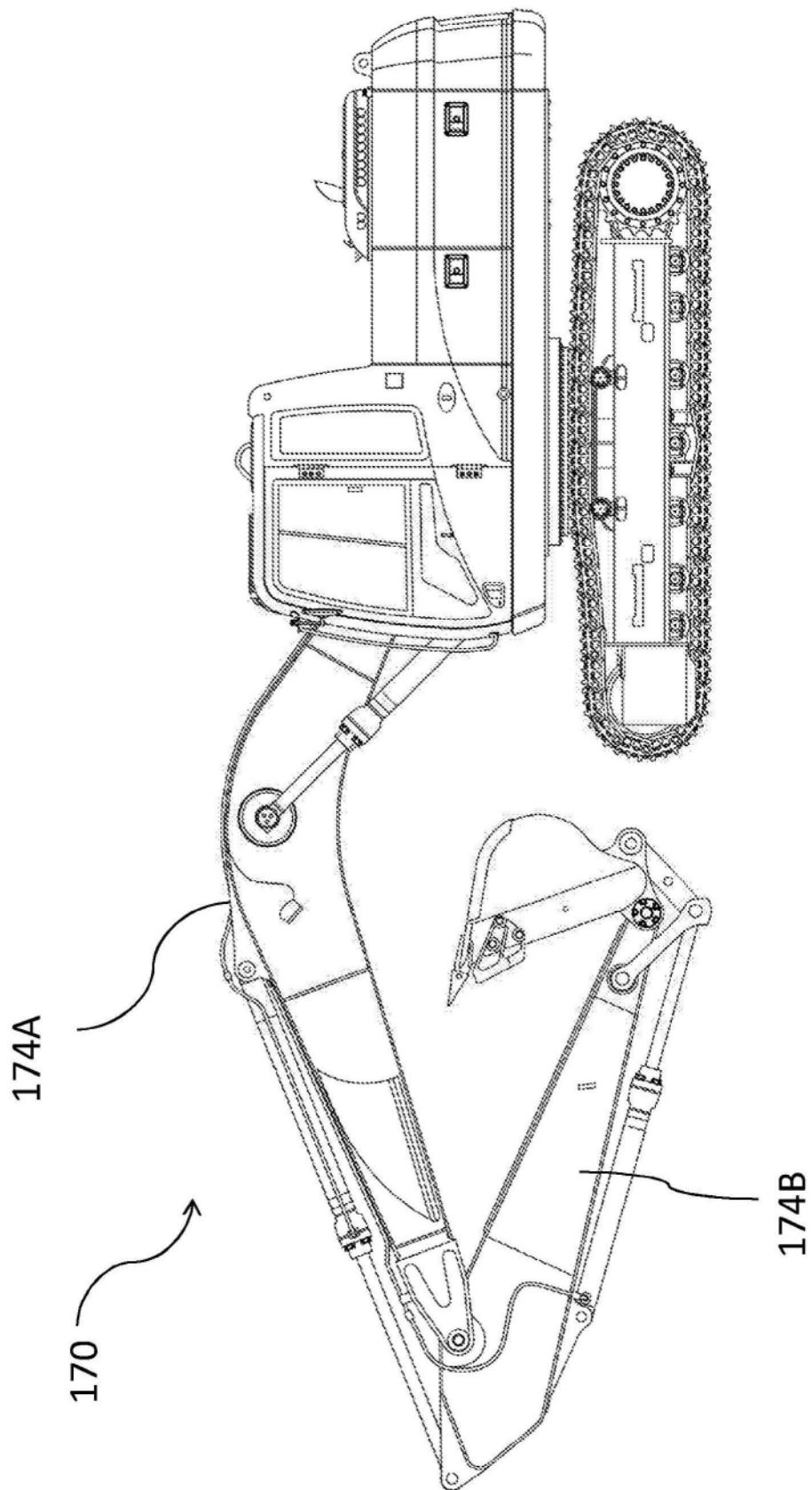


图7

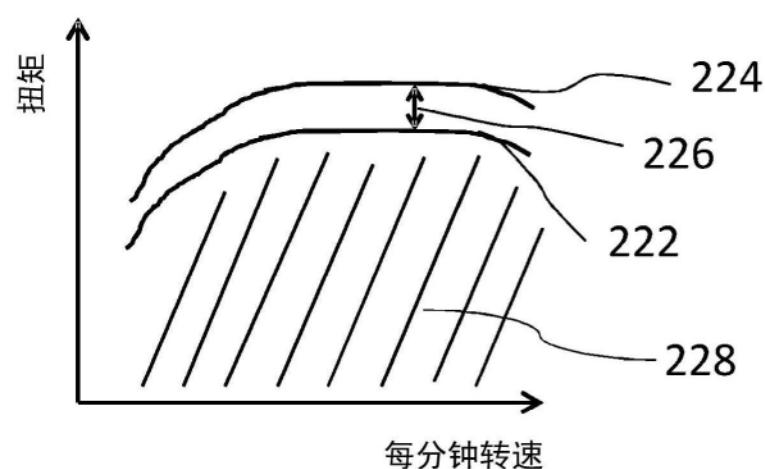


图8A

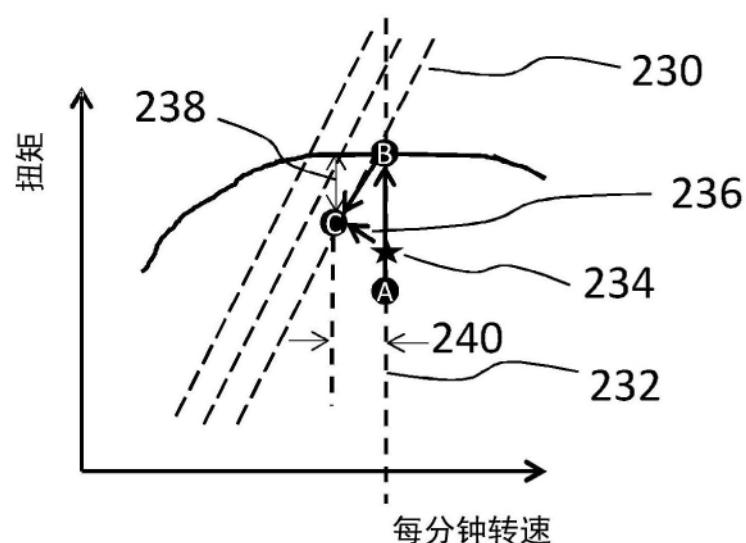


图8B

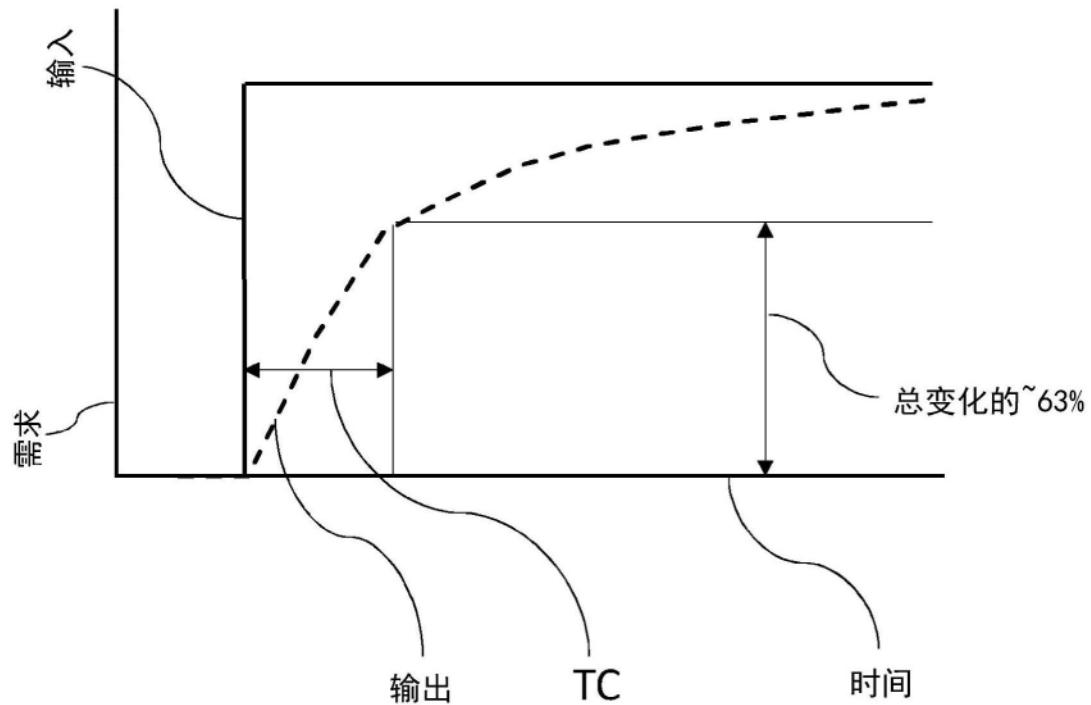


图9

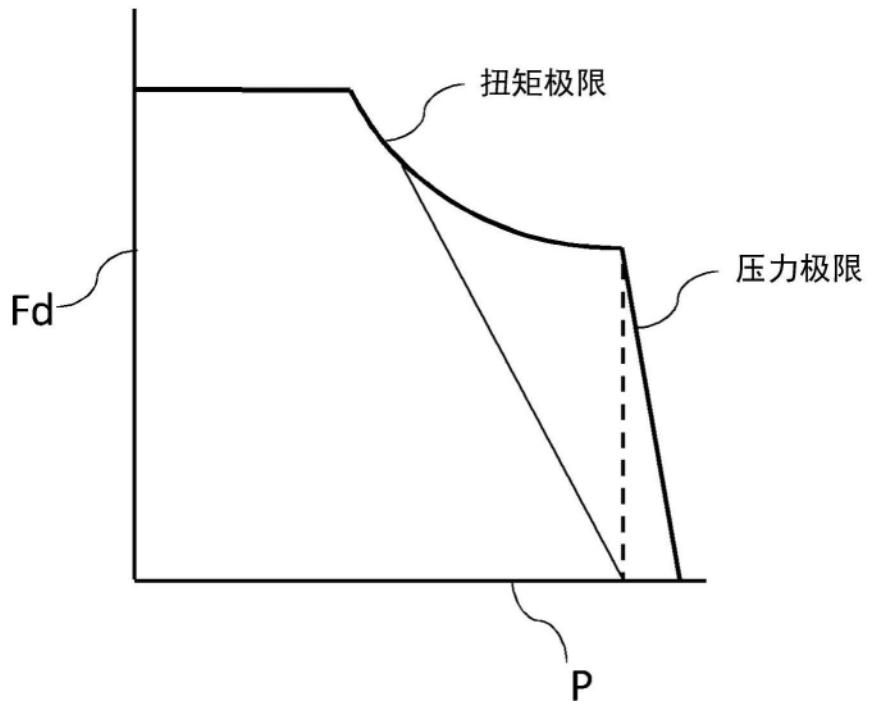


图10

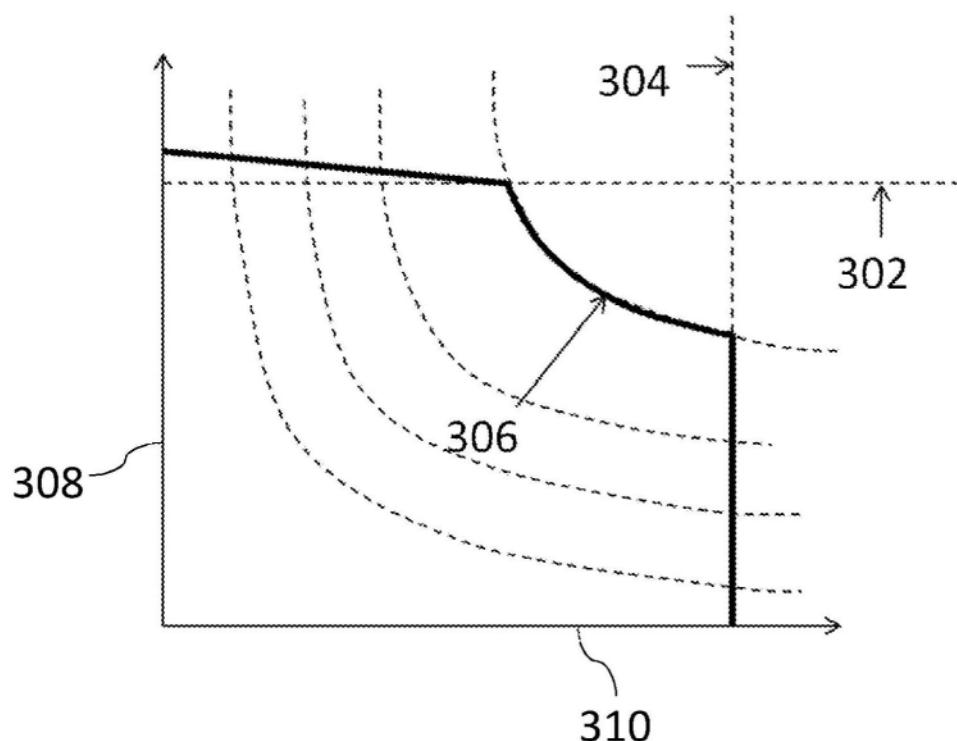


图11A

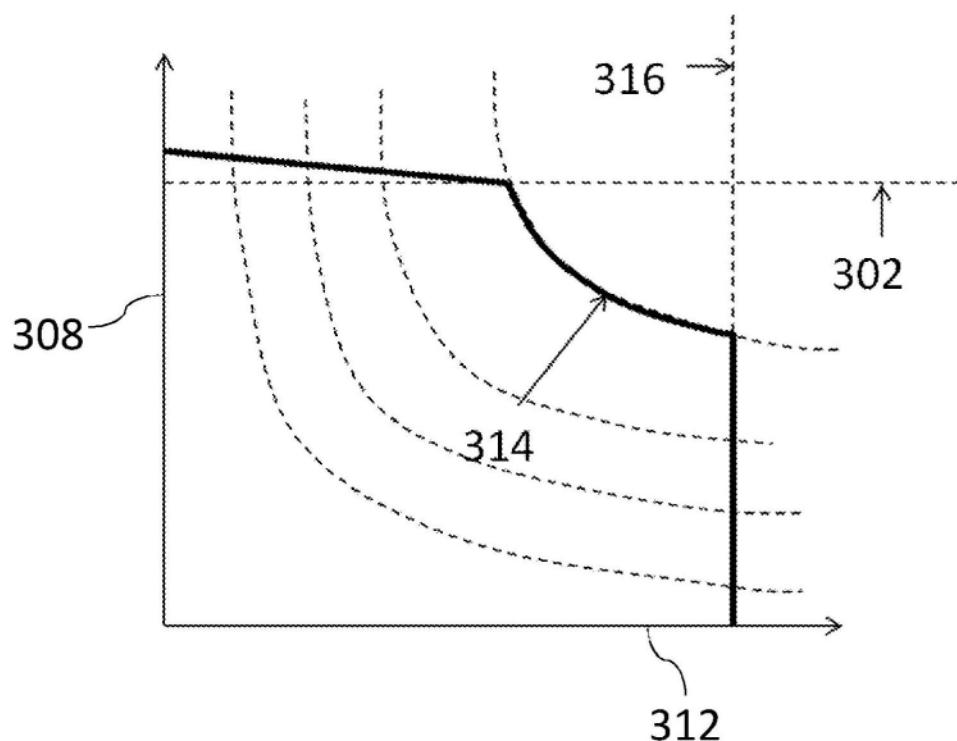


图11B

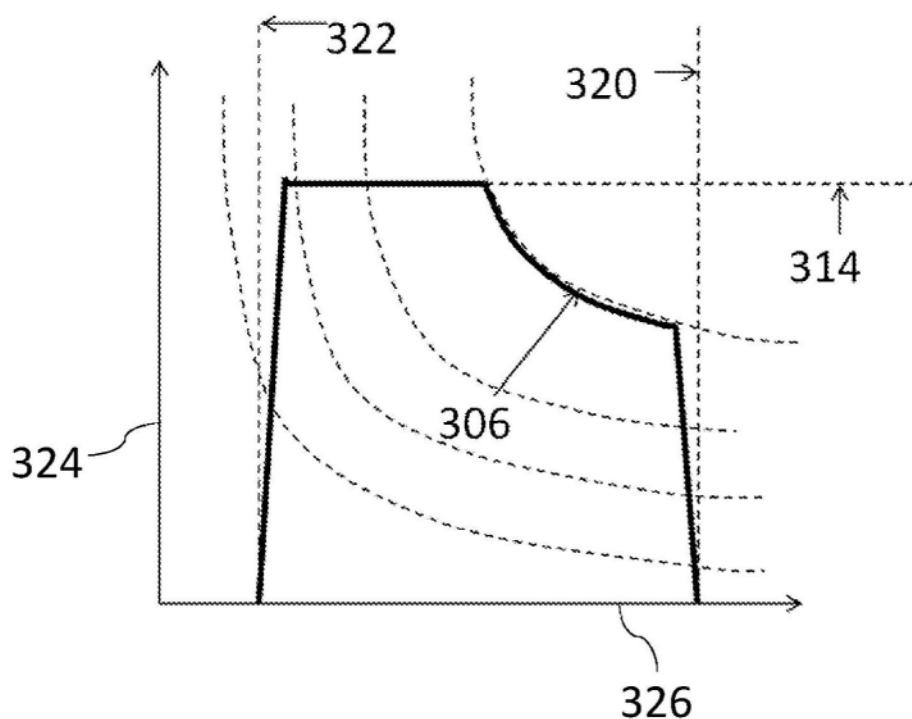


图12

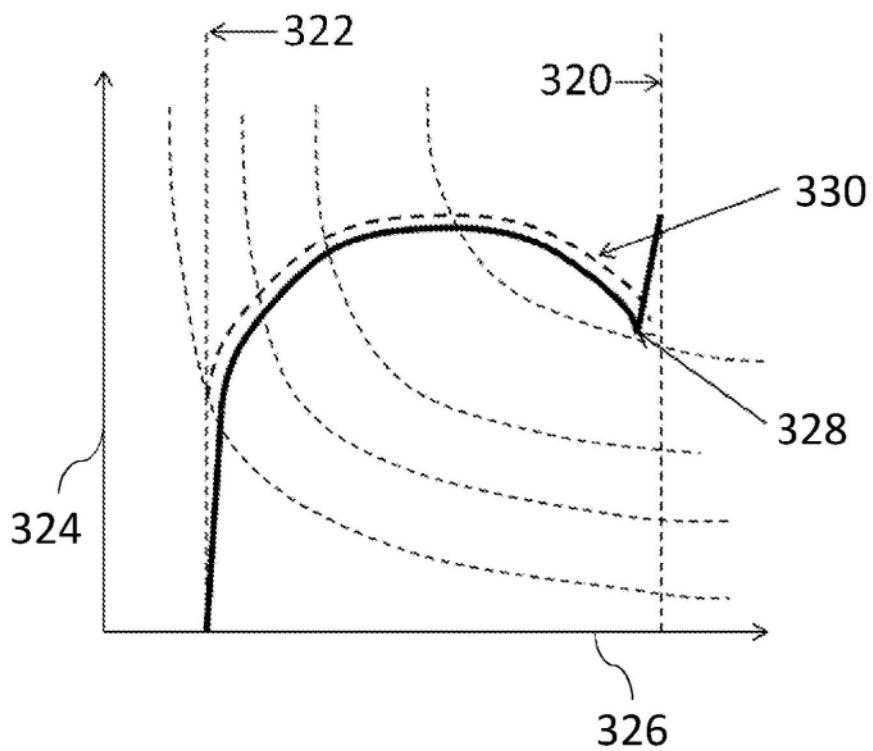


图13

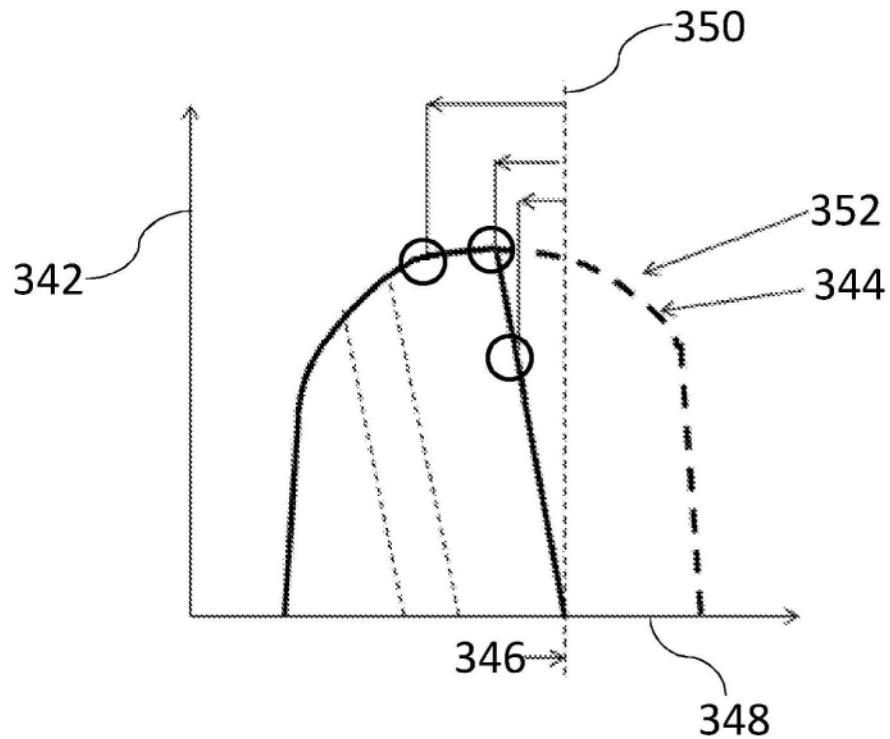


图14

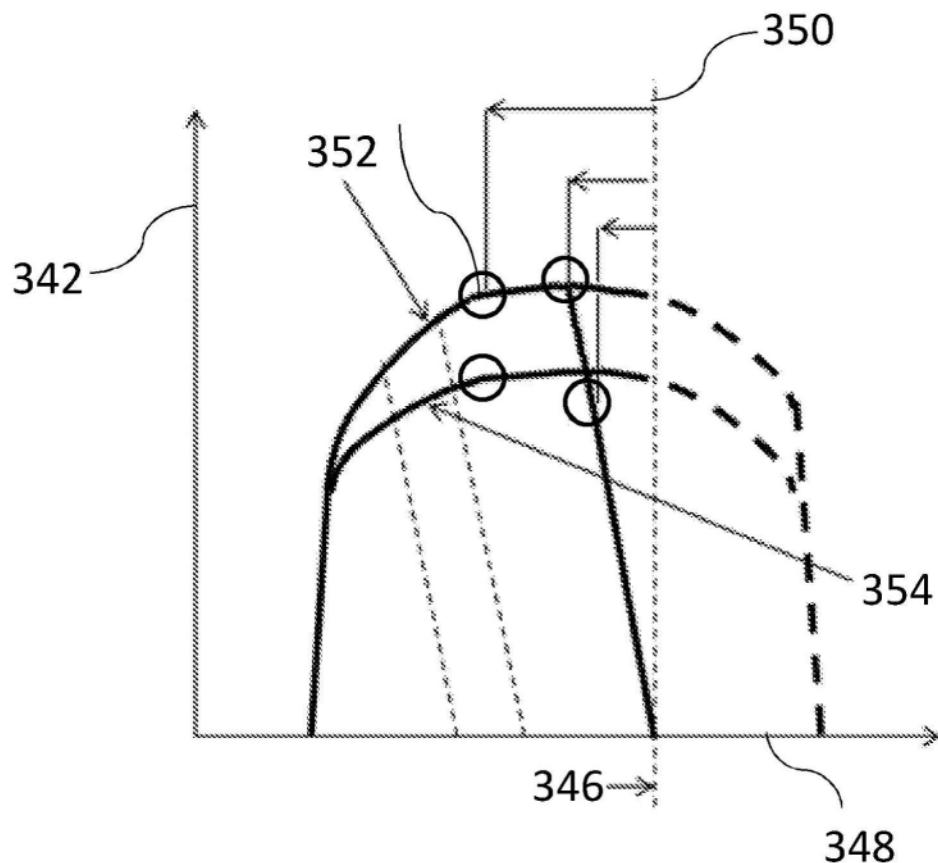


图15

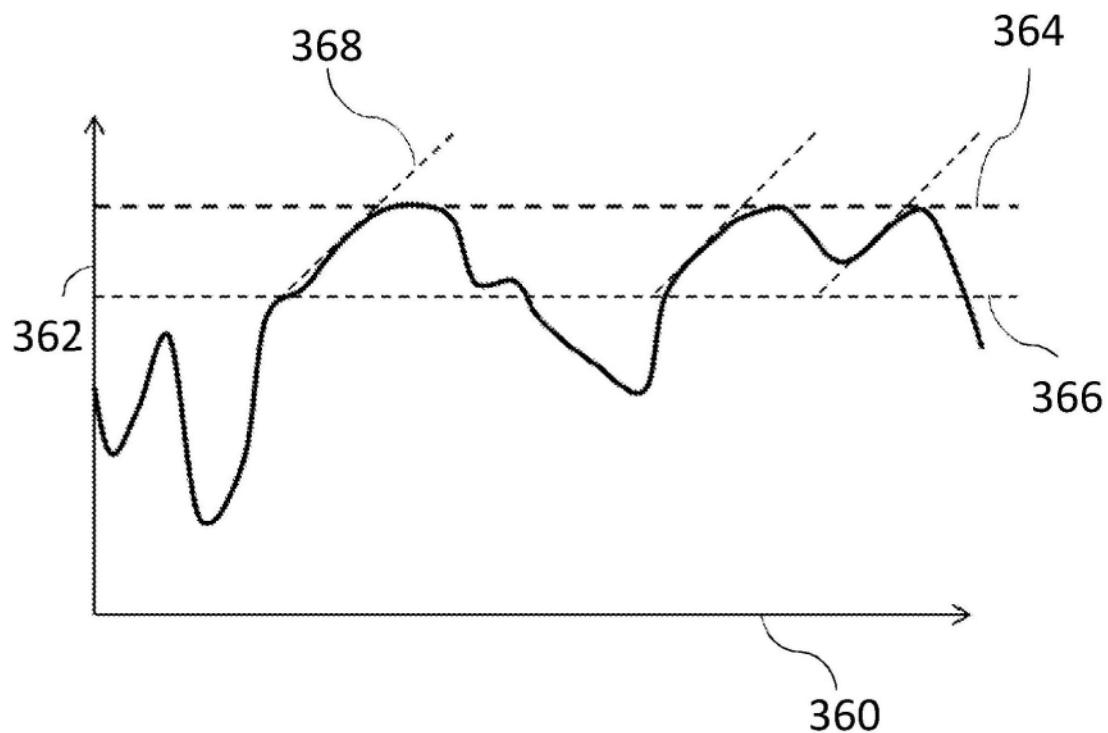


图16

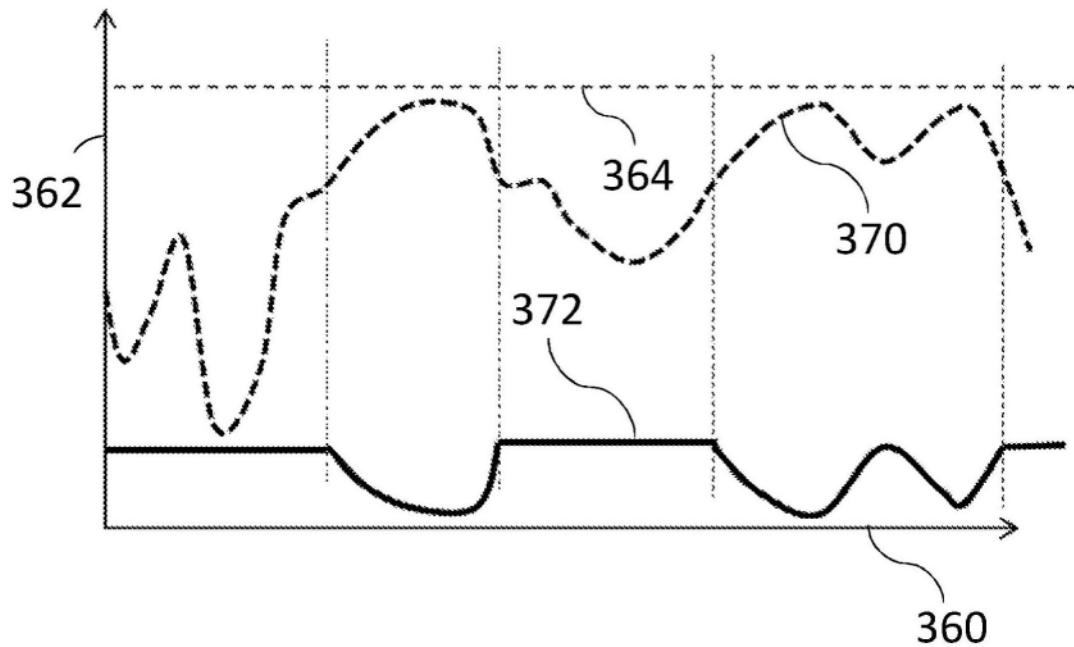


图17A

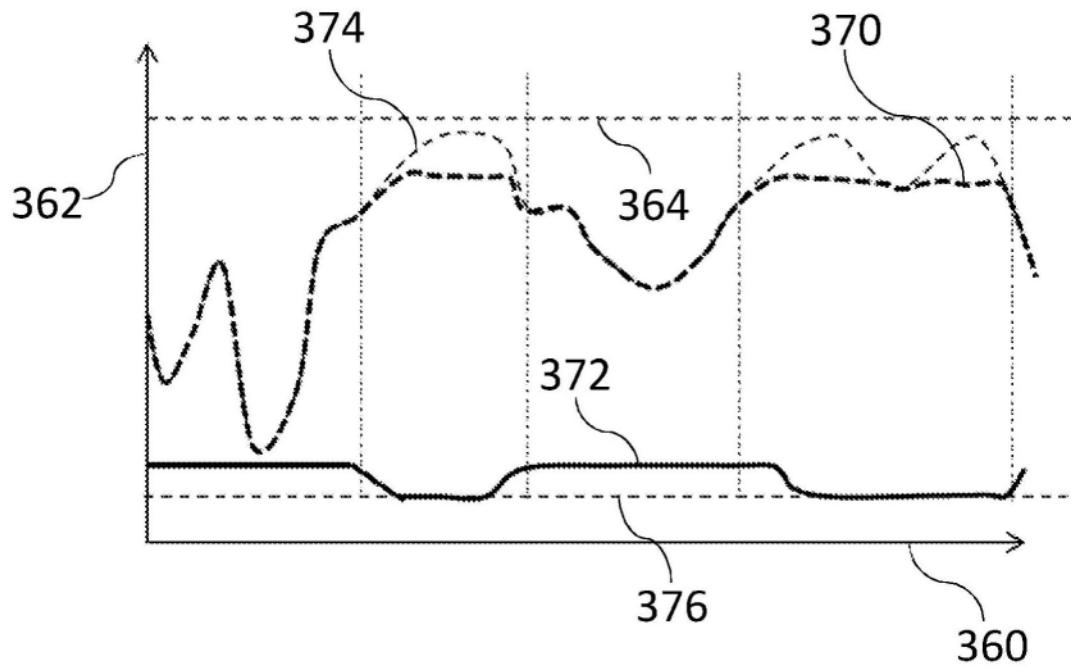


图17B

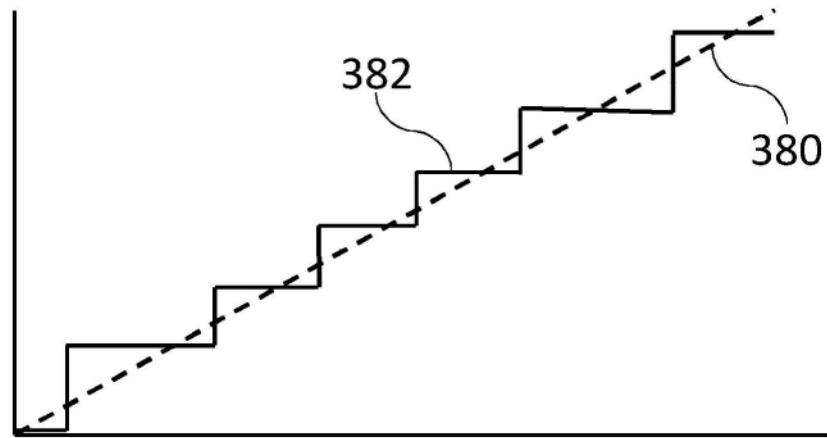


图18