(19)国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 119173706 A
(43)申请公布日 2024.12.20

(21)申请号 202380041227.8

(22)申请日 2023.04.07

(30)优先权数据
2205215.3 2022.04.08 GB

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2024.11.18

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/IB2023/000207 2023.04.07

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2023/194804 EN 2023.10.12

(71)申请人 E·G·J·尚普-洛卡特利·塞尔塔佩斯
地址 法国

(72)发明人 E·G·J·尚普-洛卡特利·塞尔塔佩斯

(74)专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司 11021
专利代理师 文洁 孙纪泉

(51)Int.Cl.
F16H 55/17(2006.01)
F16H 55/08(2006.01)
F16H 57/023(2012.01)

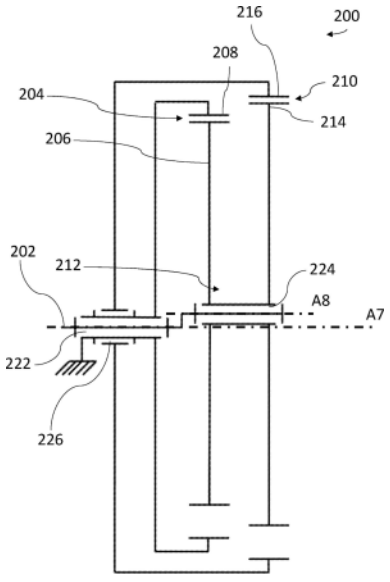
权利要求书3页 说明书13页 附图14页

(54)发明名称

齿轮布置

(57)摘要

一种齿轮箱,包括具有小齿差的内-外齿轮副,该内-外齿轮副包括:内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;其中,该第一外齿轮齿数与该第二内齿轮齿数之间的该小齿差小于该内齿轮齿数的五分之一;并且其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿具有渐开线形状、没有齿廓变位或者具有低于某个值的齿廓变位,在处于该值时,该内-外齿轮副的工作压力角将超过没有应用齿廓变位的该内-外齿轮副的标称压力角的大于20%;并且其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿中的至少一个具有小于0.8的齿顶高系数。这种齿轮箱可以提供改进的效率。



CN 119173706 A

1.一种齿轮箱,包括具有小齿数差的内-外齿轮副,该内-外齿轮副包括:

内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及

具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;

其中,该第一外齿轮齿数与该第二内齿轮齿数之间的该小齿数差小于该内齿轮齿数的五分之一;并且

其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿具有渐开线形状、没有齿廓变位或者具有低于某个值的齿廓变位,在处于该值时,这些外齿轮齿和这些内齿轮齿的相应工作压力角相差超过这些外齿轮齿的工作压力角的20%;并且

其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿中的至少一个具有小于0.8的齿顶高系数。

2.如权利要求1所述的齿轮箱,其中,对于具有相同几何形状并且材料没有变形的齿轮箱计算出的该内-外齿轮副的理论接触比小于1。

3.如权利要求1或2所述的齿轮箱,其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿中的至少一个具有小于0.7、可选地小于0.6的齿顶高系数。

4.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿中的至少一个具有大于0.3、可选地大于0.5的齿顶高系数。

5.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该内齿轮的齿廓变位系数小于0.1、可选地小于0.05、可选地小于0.04、进一步可选地小于0.03、仍进一步可选地小于0.02、还进一步可选地小于0.01、并且仍进一步可选地为0.00。

6.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,针对具有相同几何形状并且材料没有变形的齿轮箱计算出的该外-内齿轮副的理论接触比小于0.8、可选地小于0.6、并且还进一步可选地小于0.4。

7.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该外齿轮的节圆直径是该内齿轮的节圆直径的至少一半。

8.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该齿轮箱在使用中产生的被加载接触比比针对具有相同几何形状并且没有材料变形的齿轮箱计算出的理论接触比大了超过100%;可选地,该齿轮箱在使用中产生的被加载接触比比该理论接触比大了超过200%;进一步可选地大了超过400%、仍进一步可选地大了超过500%、并且还进一步可选地大于了超过1000%。

9.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿的齿顶高系数之和小于1.6。

10.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该外-内齿轮副具有瞬时旋转中心ICR,该瞬时旋转中心被定义为经过该内齿轮轴线和该外齿轮轴线所绘制的半径与该外齿轮和该内齿轮的节圆相交的点,并且其中,在该外齿轮与该内齿轮之间传递载荷的所有齿对都包含在以该ICR为中心的二十度圆弧内。

11.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该内齿轮和该外齿轮中的每一个具有40个或更多个齿。

12.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该内齿轮和该外齿轮具有0°的螺旋角。

13.如任一项前述权利要求所述的齿轮箱,其中,该外齿轮是第一外齿轮,该内齿轮是第一内齿轮,并且其中,该齿轮箱进一步包括联接至该第一外齿轮的第二外齿轮和相对于该第一内齿轮可移动的第二内齿轮,该第二外齿轮在该第二内齿轮的内部并且被布置成与该第二内齿轮接合。

14.如权利要求13所述的齿轮箱,其中,该第二外齿轮和该第二内齿轮形成第二小齿差内-外齿轮副,该齿轮副具有小于该第二内齿轮的第五齿轮齿数的五分之一的齿数差;并且

其中,这些第二内齿轮齿和这些第二外齿轮齿具有渐开线形状、没有齿廓变位或者具有低于某个值的齿廓变位,在处于该值时,这些第二外齿轮齿和这些第二内齿轮齿的相应工作压力角将相差超过这些第二外齿轮齿的工作压力角的20%;并且

其中,这些第二内齿轮齿和这些第二外齿轮齿中的至少一个具有小于0.8的齿顶高系数。

15.如权利要求13或14所述的齿轮箱,其中,该第一外齿轮固定至该第二外齿轮,并且该第二内齿轮被布置成相对于该第一内齿轮围绕该内齿轮轴线旋转。

16.如权利要求13至15中任一项所述的齿轮箱,其中,提供输入以驱动该第一外齿轮围绕该第一内齿轮轴线进行轨道运动将产生输出,该输出为该第一内齿轮与该第二内齿轮之间围绕该内齿轮轴线的相对旋转。

17.如权利要求13至16中任一项所述的齿轮箱,其中,该第一内齿轮与该第一外齿轮之间的接合以及该第二内齿轮与该第二外齿轮之间的接合与垂直于其旋转轴线的共同平面重叠。

18.如权利要求13至16中任一项所述的齿轮箱,进一步包括第三内齿轮和第三外齿轮,该第三外齿轮在该第三内齿轮的内部并且被布置成与该第三内齿轮接合,

其中,该第三外齿轮联接至该第一外齿轮和该第二外齿轮,使得该第二外齿轮在该第一外齿轮与该第三外齿轮之间,并且

其中,该第三内齿轮相对于该第一内齿轮固定。

19.一种对称齿轮箱,包括根据权利要求13至17中任一项所述的第一齿轮箱、以及根据权利要求13至17中任一项所述的第二齿轮箱,

其中,这些第一内齿轮被固定在一起并且这些第二内齿轮被固定在一起,并且

其中,该第一齿轮箱和该第二齿轮箱对称地且同轴地布置。

20.如权利要求19所述的对称齿轮箱,其中,该第一齿轮箱和该第二齿轮箱的相应外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行彼此异相180°的轨道运动。

21.一种内-外齿轮副,包括:

内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及

具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;

其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿具有在这些齿轮齿的工作部分的中点处测量的相应压力角,这些压力角相差小于这些外齿轮齿的压力角的20%;并且

其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿中的至少一个具有小于0.8的齿顶高系数。

22.如权利要求21所述的齿轮副,其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿具有在这些齿轮齿的相应工作部分的相应中点处测量的相同的相应压力角。

23.一种内-外齿轮副,包括:

内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及

具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;

其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿具有标准模数并且没有齿廓变位;并且

其中,这些内齿轮齿和这些外齿轮齿中的至少一个各自具有小于0.8的齿顶高系数。

齿轮布置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种小齿差内-外齿轮副及其在扭矩转换齿轮箱中的用途。

背景技术

[0002] 内-外齿轮副可以具有带有面向内的齿轮齿的环形齿轮以及位于该环形齿轮内部的带有面向外的齿轮齿的相对大的小齿轮。在这种大的小齿轮的情况下,标准齿轮齿廓和模数可能导致这两个齿轮的齿轮齿顶之间的干涉,称为齿干涉。解决这种干涉的已知方式包括对齿轮齿廓施加齿廓变位,但使齿轮齿廓变位可能降低这些齿轮的效率。

[0003] 需要小齿差的内-外齿轮副的改进布置。

发明内容

[0004] 根据本发明的第一方面,提供了一种齿轮箱,该齿轮箱包括具有小齿数差的内-外齿轮副,该内-外齿轮副包括以下特征中的任一个或所有:内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;其中,该第一外齿轮齿数与该第二内齿轮齿数之间的该小齿差小于该内齿轮齿数的五分之一;并且其中,内齿轮齿和外齿轮齿具有渐开线形状、没有齿廓变位或者具有低于某个值的齿廓变位,在处于该值时,外齿轮齿和内齿轮齿的压力角相差超过外齿轮齿的工作压力角的20%。内齿轮齿和外齿轮齿可以具有小于0.8的齿顶高系数。这种齿轮箱可以提供改进的效率。

[0005] 对于所披露的任何内-外齿轮副,由内齿轮和外齿轮形成的齿轮副的工作压力角可以超过在没有施加齿廓变位的情况下同一齿轮副的标称压力角的小于20%、可选地小于15%、10%或5%。

[0006] 对于所披露的任何内-外齿轮副,内齿轮齿和外齿轮齿的在齿轮齿侧面的工作部分的中点处测量的压力角可以是相同的。可选地,压力角可以相差小于外齿轮齿的压力角的20%。

[0007] 对于所披露的任何内-外齿轮副,内齿轮齿和外齿轮齿可以具有渐开线形状、没有齿廓变位或者具有低于某个值的齿廓变位,在处于该值时,该内-外齿轮副的工作压力角将超过没有应用齿廓变位的该内-外齿轮副的标称压力角的大于20%。内齿轮齿和外齿轮齿可以具有小于0.8的齿顶高系数。这种齿轮箱可以提供改进的效率。

[0008] 本文披露的任何齿轮副的内齿轮齿和外齿轮齿的齿顶高系数之和可以小于1.6。

[0009] 对于具有相同几何形状并且没有材料变形的齿轮箱计算出的外-内齿轮副的理论接触比可以小于1。由于没有齿廓变位并且具有低于0.8的齿顶高系数,可以实现低接触比,并且接触比在材料变形之后为1或更大可以允许齿轮箱在实践中更一致地传递扭矩。

[0010] 齿顶高系数可以小于0.7、可选地小于0.6。这可以提供进一步的间隙以便在轴承中可能存在游隙的情况下避免余摆线干涉,并且在外齿轮与内齿轮之间的齿差非常小的情

况下也可能是必要的。

[0011] 齿顶高系数可以大于0.3、更优选大于0.5。这可以允许减小齿的侧面上的表面应力,从而改善齿轮的寿命。

[0012] 针对具有相同几何形状并且没有材料变形的齿轮箱计算出的内-外齿轮副的理论接触比可以小于0.8,可选地可以小于0.6、并且小于0.4。

[0013] 内齿轮的齿廓变位系数可以小于0.05、可选地可以小于0.04、进一步可选地可以小于0.03、仍进一步可选地可以小于0.02、并且还进一步可选地可以小于0.01。可以没有齿廓变位。

[0014] 外齿轮的节圆直径可以是内齿轮的节圆直径的至少一半。内齿轮可以覆盖外齿轮的轴线或与其重叠,同时与外齿轮的齿接触。

[0015] 该齿轮箱在使用中产生的被加载接触比可以比针对具有相同几何形状并且没有材料变形的齿轮箱计算出的理论接触比大了超过100%;可选地,该齿轮箱在使用中产生的被加载接触比可以比该理论接触比大了超过200%;进一步可选地可以大了超过400%;仍进一步可选地可以大了超过500%,并且还进一步可选地可以大了超过1000%。这可以由于齿轮不会不希望地接触而允许齿轮箱不遭受干涉,同时维持最佳压力角,并且齿轮箱可以由于在不同齿之间有效地散布载荷的高的有效接触比而在使用中遭受减小的磨损。齿轮箱还可以展现出提高的效率。齿廓变位可以小于0.1。

[0016] 该内-外齿轮副可以具有瞬时旋转中心ICR,该瞬时旋转中心被定义为经过内齿轮轴线和外齿轮轴线绘制的半径与内齿轮和外齿轮的节圆相交的点,并且在外齿轮与内齿轮之间传递载荷的所有齿对可以包含在以ICR为中心的20度圆弧内。

[0017] 内齿轮和外齿轮中的每一个可以具有40个或更多个齿。

[0018] 该外齿轮可以是第一外齿轮,该内齿轮可以是第一内齿轮,并且该齿轮箱可以进一步包括联接至第一外齿轮的第二外齿轮和相对于第一内齿轮可移动的第二内齿轮,第二外齿轮在第二内齿轮内部并且被布置成与第二内齿轮接合。以这种方式,可以形成差动行星齿轮箱,从而提供更高的齿数比。

[0019] 第二外齿轮和第二内齿轮可以形成第二小齿数差内-外齿轮副,该齿轮副具有小于该第二内齿轮的齿轮齿数的五分之一的齿差;并且,第二内齿轮齿和第二外齿轮齿可以具有渐开线形状、没有齿廓变位或者具有低于某个值的齿廓变位,在处于该值时,第二外齿轮齿和第二内齿轮齿的相应工作压力角相差超过第二外齿轮齿的工作压力角的20%;并且,第二内齿轮齿和第二外齿轮齿中的至少一个可以具有小于0.8的齿顶高系数。

[0020] 总体上,除了第一外齿轮与第二外齿轮之间和/或第一内齿轮与第二内齿轮之间的齿差之外,第一内-外齿轮副和第二内-外齿轮副可以基本上相似地设计。

[0021] 第一外齿轮可以固定至第二外齿轮,并且第二内齿轮可以被布置成相对于第一内齿轮围绕内齿轮轴线旋转。

[0022] 提供输入以驱动该第一外齿轮围绕该第一内齿轮轴线进行轨道运动可以产生输出,该输出为第一内齿轮与第二内齿轮之间围绕内齿轮轴线的相对旋转。

[0023] 第一内齿轮与第一外齿轮之间的接合可以同第二内齿轮与第二外齿轮之间的接合轴向对准。换言之,这两个齿轮副可以具有在垂直于这些齿轮的旋转轴线的平面内对准的接合。这可以减少由于接合力而引起的齿轮扭曲,并且还可以提供更紧凑的齿轮箱。

[0024] 第一外齿轮和第二外齿轮之一或两者可以包括台阶部分,使得该齿轮的齿位于与该齿轮的中心部分不同的平面内。这可以允许这些齿轮的紧凑包装。

[0025] 第一内齿轮与第一外齿轮之间的接合以及第二内齿轮与第二外齿轮之间的接合可以与共同平面P1重叠并且可以进一步是共面的,该共同平面优选地与这些齿轮的旋转轴线之一或二者正交。

[0026] 该齿轮箱可以进一步包括第三内齿轮和第三外齿轮,第三外齿轮在第三内齿轮的内部并且被布置成与第三内齿轮接合,第三外齿轮可以联接至第一外齿轮和第二外齿轮,使得第二外齿轮可以在第一外齿轮与第三外齿轮之间,并且第三内齿轮可以相对于第一内齿轮固定。这可以提供对称齿轮箱,该对称齿轮箱由于这些外齿轮的轴向平衡而具有更大的扭矩容量,这可以减少外齿轮的扭曲。

[0027] 所有齿轮都可以是正齿轮,也就是说非斜齿轮。这些齿轮的齿可以基本上平行于这些齿轮的旋转轴线。应注意的是,螺旋角和接触比是在齿轮设计中一起考虑的相关特征,并且本文描述的接触比可以不对斜齿轮进行重复。

[0028] 根据本发明的第二方面,提供了一种对称齿轮箱,该对称齿轮箱包括根据第一方面的第一齿轮箱和根据第一方面的第二齿轮箱,第一方面的这些齿轮箱各自具有多个外齿轮和多个内齿轮,其中,第一内齿轮固定在一起,并且第二内齿轮固定在一起,并且第一齿轮箱和第二齿轮箱对称地且同轴地布置。

[0029] 第一齿轮箱和第二齿轮箱的相应外齿轮可以被布置成围绕内齿轮轴线进行彼此异相180°的轨道运动。换言之,相应外齿轮可以围绕内齿轮轴线在直径上相对。这可以提供一组更平衡的外齿轮和总体上更平衡的齿轮箱。

[0030] 根据本发明的第三方面,提供了一种内-外齿轮副,该内-外齿轮副包括以下特征中的任一个或所有:内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;其中,内齿轮齿和外齿轮齿具有在齿轮齿的工作部分的中点处测量的相应压力角,这些压力角相差小于外齿轮齿的压力角的20%;并且其中,内齿轮齿和外齿轮齿中的至少一个各自具有小于0.8的齿顶高系数。内齿轮齿和外齿轮齿可以具有相同的压力角。

[0031] 根据本发明的第四方面,提供了一种内-外齿轮副,该内-外齿轮副包括以下特征中的任一个或所有:内齿轮,该内齿轮围绕内齿轮轴线布置并且具有第一内齿轮齿数;以及具有外齿轮轴线的外齿轮,该外齿轮被布置成围绕该内齿轮轴线进行轨道运动并且具有第二外齿轮齿数,该外齿轮被布置成与这些内齿轮齿接合;其中,内齿轮齿和外齿轮齿具有标准模数并且没有齿廓变位;并且其中,内齿轮齿和外齿轮齿中的至少一个各自具有小于0.8的齿顶高系数。

[0032] 根据本发明的第五方面,提供了一种齿轮箱,该齿轮箱包括以下特征中的任一个或所有:第一内-外齿轮副和第二内-外齿轮副,该第一内-外齿轮副包括第一内齿轮和第一外齿轮,第一外齿轮被布置在第一内齿轮的内部并且与第一内齿轮接合,并且该第二内-外齿轮副包括第二内齿轮和第二外齿轮,第二外齿轮被布置在第二内齿轮的内部并且与第二内齿轮接合,第一内齿轮和第二内齿轮可相对于彼此旋转,并且第一外齿轮和第二外齿轮固定在一起,第一外齿轮具有台阶部分,使得第一内齿轮与第一外齿轮的接合以及第二内

齿轮与第二外齿轮的接合至少部分地在共同平面中重叠。

[0033] 这可以提供更紧凑的齿轮箱,并且可以减小外齿轮上的扭曲,因为可以减小外齿轮之间的偏离。

[0034] 第一内齿轮和第二内齿轮可以围绕第一轴线旋转,第一外齿轮和第二外齿轮可以围绕第一轴线进行轨道运动,和/或共同平面可以垂直于第一轴线。

[0035] 第一外齿轮和第二外齿轮可以形成复合小齿轮,并且该复合小齿轮可以具有用于至少部分地接纳第二内齿轮的凹部。第二内齿轮可以完全接纳在该凹部中。

[0036] 第一内齿轮与第一外齿轮的接合以及第二内齿轮与第二外齿轮的接合可以是共面的。总体上,第一内齿轮、第二内齿轮、第一外齿轮和第二外齿轮的齿可以是共面的。

[0037] 齿轮箱可以进一步包括曲柄形状的输入轴,该输入轴被布置成使第一外齿轮和第二外齿轮运动。输入轴可以用于向齿轮箱施加扭矩。内齿轮之一可以是固定的,并且内齿轮之一可以是可移动的,使得可以从该可移动的内齿轮输出扭矩。

[0038] 本发明的第五方面的齿轮箱的齿轮具有的齿可以包括参考本发明的任何其他方面所描述的齿的任一个或所有特征。

[0039] 本发明的第三和/或第四方面的任一个或多个特征可以与本发明的第一和第二方面的任一上述特性和特征组合。本发明的第五方面的任一个或所有特征可以与本发明的第一至第四方面的上述任一特性和特征组合。

附图说明

[0040] 图1示出了展现出余摆线干涉的小齿差内-外齿轮副;

[0041] 图2示出了展现出齿廓变位并且没有余摆线干涉的小齿差内-外齿轮副;

[0042] 图3示出了没有齿廓变位、具有低齿顶高系数并且没有余摆线干涉的小齿差内-外齿轮副;

[0043] 图4展示了齿轮齿廓随变化的齿顶高系数的变化;

[0044] 图5a至图5c示出了经齿廓变位的齿轮,其中标记出了某些几何特性;

[0045] 图6a至图6c示出了没有齿廓变位的齿轮,其中标记出了某些几何特性;

[0046] 图7展示了内-外齿轮副的瞬时旋转中心,示出了一次发生接触的齿。

[0047] 图8a是示出根据本发明实施例的第一齿轮箱的示意图;

[0048] 图8b是示出根据本发明实施例的第一齿轮箱的截面图;

[0049] 图9是示出根据本发明实施例的第二齿轮箱的示意图;

[0050] 图10a是示出根据本发明实施例的第三齿轮箱的示意图;

[0051] 图10b是示出根据本发明实施例的第三齿轮箱的截面图;以及

[0052] 图11是示出根据本发明实施例的第四齿轮箱的示意图。

具体实施方式

[0053] 当产生高比率齿轮箱或扭矩转换器时,可以使用小齿差的内-外齿轮副。这样的齿轮副可以以两级齿轮副使用,以便产生可以将相对高速的低扭矩输入转换成低速高扭矩输出的高传动比齿轮箱。这样的齿轮箱的效率可以根据齿廓是如何布置的而变化。另外,在某些应用中,在反向意义上驱动高传动比齿轮箱(即,向输出端施加低速高扭矩输入,以在输

入端产生相对高速的低扭矩输出)的能力可能是重要的。这可以被称为齿轮箱的反向驱动能力。使齿轮箱中的损失最小化对于在任一驱动方向上实现齿轮箱的反向驱动能力和整体效率是重要的。发明人已经确认,关于小齿差内-外齿轮副中的齿轮设计的长期以来的标准方法可能给出不利于齿轮副的整体性能的结果。

[0054] 当提供这样的具有内齿轮和外齿轮而每个齿轮上的齿数之间的差值相对较小的齿轮箱时,可能出现两个齿轮的齿可能发生干涉的问题,如图1所示。

[0055] 图1示出了具有内部齿轮12和外部齿轮16的齿轮传动布置10,内部齿轮12具有47个齿14和节圆C1,内部齿轮齿14被布置成与外部齿轮16的外部齿轮齿18接合,外部环齿轮16具有50个外齿18和节圆C2。

[0056] 将理解的是,对于这些齿轮可以使用各种不同的术语。内部齿轮12可以被称为小齿轮、正齿轮或外齿轮,因为这些齿轮齿面向外。类似地,外部齿轮14可以被称为环形齿轮、环齿轮或内齿轮,因为这些齿轮齿面向内。内部齿轮12和外部齿轮14均可以是直切齿轮,即非斜齿轮。

[0057] 内齿轮16围绕内齿轮轴线A2定中心,并且外齿轮12以外齿轮轴线A1定中心。应当理解,在合适的布置中,当外齿轮12旋转时,外齿轮12可以绕内齿轮轴线A2进行轨道运动。在一些布置中,外齿轮轴线A1和内齿轮轴线A2可以保持静止,并且外齿轮12和内齿轮16可以各自围绕其相应的轴线A1、A2旋转。关于后面的附图进一步详细地讨论了使用内-外齿轮副的齿轮箱的运动学构型。

[0058] 在接合区域24中,外齿轮12的齿14接合内齿轮齿18。在这个区域中,相应齿14、18的侧面彼此接触,从而在两个齿轮12、16之间传递扭矩。

[0059] 图1中的齿被设计有标准模数和渐开线(标准齿轮模数是根据公知的日本工业标准JIS B 1701(1973),其齿轮细节在下文中包含以供参考)。标准齿轮齿也将具有20°的标称压力角。JIS B 1701规定了通用渐开线正齿轮和斜齿轮的齿廓和尺寸。齿的尺寸以模数m表示。模数m的标准值在下表1中给出,单位为mm。优选地,标准模数是系列号1、2和3中的任何一个系列号的模数。

[0060]

系列号 1	系列号 2	系列号 3	系列号 1	系列号 2	系列号 3
0.1				3.5	
	0.15				3.75
0.2			4		
	0.25			4.5	
0.3			5		
	0.35			5.5	
0.4			6		
	0.45				6.5
0.5				7	
	0.55		8		
0.6				9	
		0.65	10		
	0.7			11	
	0.75		12		
0.8				14	
	0.9		16		
1				18	
1.25			20		
1.5				22	
	1.75		25		
2				28	
	2.25		32		
2.5				36	
	2.75		40		
3				45	
		3.25	50		

[0061] 表1. 模数的标准值

[0062] 齿廓曲线应为渐开线曲线,其中标准压力角α_0为20°,并且尺寸应如表2所示。然而,在该标准中未指定齿廓修正。其他标准齿廓可以具有包括25°以及14.5°、20°、22.5°、25°和30°的压力角。

[0063]

项	正齿轮		斜齿轮			
			正常系统		横向系统	
	标准齿轮	经齿廓变位的齿轮	标准齿轮	经齿廓变位的齿轮	标准齿轮	经齿廓变位的齿轮
模数	m		m_x		m_s	
标准压力角	$\alpha_0 = 20°$		$\alpha_x = 20°$		$\alpha_s = 20°$	
标准节距圆直径	zm		$zm_x/cos\ ß_0$		zm_s	
总深度	$h \geq 2.25\ m$		$h \geq 2.25m_x$		$h \geq 2.25m_s$	
齿顶高修正量	0	xm	0	$x_n m_x$	0	$X_s m_s$
齿顶高	m	$(1+x)m$	m_x	$(1+x_n)m_x$	m_s	$(1+x_s)m_s$
横向圆形厚度	$\frac{\pi m_n}{2}$	$\left(\frac{\pi}{2} \pm 2\ x\tan a_0\right)m$	$\frac{\pi m_n}{2cos\beta_0}$	$\left(\frac{\pi}{2} \pm 2\ x_x \tan a_x\right)\frac{m_x}{cos\beta_0}$	$\frac{\pi m_s}{2}$	$\left(\frac{\pi}{2} \pm 2\ x_s \tan a_s\right)m_s$

[0064] 表2. 渐开线正齿轮和斜齿轮的尺寸

[0065] 可以基于工作压力角α_w、标称压力角α(根据公认标准的标称压力角——通常为20°,以及上面提供的其他实例)、关于相关角度的渐开线函数inv、以及内齿轮的齿数z_1和外齿轮的齿数z_2,来计算齿廓变位系数。对于斜齿轮,还可以使用螺旋角β。下面的等式可以用于确定第一齿轮的齿廓变位系数x_1,并且应当理解,可以使用重排来确定第二齿轮的齿廓变位系数x_2。

[0066] $$x_1 = x_2 - (\frac{inv\alpha_w - inv\alpha}{2tan\alpha})(z_2 - z_1)$$

[0067] 内-外齿轮副的中心距离a可以使用以下等式来确定,其中,m是齿轮模数并且y是中心距离增量因子。

[0068] $$a = (\frac{z_1 - z_2}{2} + y)m$$

[0069] 中心距离增量因子进而可以由以下等式确定。

[0070] $$y = \frac{z_1 - z_2}{2}(\frac{cos\alpha}{cos\alpha_w} - 1)$$

[0071] 使用所描述的标准齿轮可能导致余摆线干涉,因为外齿轮齿14的齿顶可能在希望发生接触的区域24之外接触内齿轮齿18的齿顶。这可以在图1上标记的区域22中看到。余摆线干涉对于齿轮箱可能是致命的,并且在图1所示的情况下,可能从根本上阻止齿轮箱被构造出。

[0072] 为了避免余摆线干涉,常见的解决方案是对齿轮进行齿廓变位。图2中示出了用于避免余摆线干涉的经齿廓变位的齿轮齿廓的一个实例。齿轮传动布置30示出了外齿轮32,该外齿轮具有围绕外齿轮轴线A3布置的47个面向外的齿轮齿34。

[0073] 在外齿轮32(也可以被称为小齿轮)的外侧存在内齿轮36。内齿轮36具有面向内的齿轮齿38,这些齿轮齿被布置成在接触区域44中接触面向外的齿轮齿34。

[0074] 常规齿轮设计可以涉及选择两个齿轮之间的中心距离(即,它们的轴线之间的距离)和每个齿轮上的齿数,这由所希望的齿轮传动比确定。在两个正齿轮的情况下,将常规地选择相应齿轮的节圆直径,使得节圆直径总和为中心距离的两倍,并且这两个节圆直径的比率将与齿数的比率(即,齿数比)相同。在内-外齿轮副的情况下,节圆直径之差可以是这些齿轮的中心距离的两倍。以此方式确定的节圆直径可以被描述为标称节圆直径。

[0075] 齿轮的齿廓变位涉及在切割过程中使切削刀具移动得更靠近或更远离齿轮,以调节齿轮的工作节圆直径。因此,经齿廓变位的齿轮可以具有与其标称节圆直径不同的工作节圆直径。

[0076] 由于可以使用相同的切削刀具,描绘齿侧面的渐开线的基圆在齿廓变位过程中保持相同。然而,齿廓变位有效地改变了描绘齿侧面的渐开线部分,从而使渐开线的该部分移动得更靠近或更远离基圆。

[0077] 可以看到,在外齿轮齿34与内齿轮齿38之间没有余摆线干涉。这是由于已经对齿轮齿应用的齿廓变位。齿廓变位涉及改变标准的齿轮切割器,使得齿轮齿的渐开线形状保持相同并且渐开线的基圆保持在相同的位置。因此,齿廓变位将改变齿轮的节圆:从具有标准齿廓的标称节圆改变为经变位的齿廓。然而,齿轮的齿廓变位增大了齿轮的工作压力角,并且其效果之一是齿轮效率的降低。

[0078] 因此,图2的经齿廓变位的齿轮具有与标准渐开线齿廓的标称压力角20°不同的工作压力角(在图2的情况下,工作压力角为37.42°)。图2的经齿廓变位的齿也具有标准齿顶高系数1。由于齿34与齿38之间在啮合区域44中承载载荷时的滑动速度较高,因此,较高的工作压力角可能导致轴承寿命减小并且齿轮箱效率较低。

[0079] 图3示出了齿轮传动布置100,其旨在避免余摆线干涉的问题,同时保持高效率。齿轮传动布置100具有内齿轮或环形齿轮106。所示的实例具有50个面向内的齿轮齿108,但是可以设想其他齿数。该实例还具有外齿轮或小齿轮102,该外齿轮或小齿轮具有47个面向外的齿轮齿104,但是可以设想在齿数上与内齿轮106的齿数具有小差异的其他外齿轮。通常,以上参考图1所述的干涉问题发生在内-外齿轮副被构造成在内齿轮与外齿轮之间的齿数差异小的情况下,例如差异小于5个齿、或差异为内齿轮齿数的约五分之一的情况下。

[0080] 内齿轮106围绕内齿轮轴线A6布置,并且外齿轮102围绕外齿轮轴线A5布置。应当理解,在内齿轮106可以保持静止的情况下,外齿轮102可以旋转并且可以绕外齿轮轴线A6进行轨道运动。

[0081] 虽然图3中所示的齿轮具有特定的齿数,其中内齿轮106具有50个齿108并且外齿轮102具有47个齿104,但是应当理解,外齿轮和内齿轮可以具有任何齿数,而齿数之间存在相对小的差异。例如,齿数之差可以小于5,使得内齿轮106具有比外齿轮102多出少于5个的齿。替代性地,该差异可以作为百分比考虑,并且齿数差异可以小于内齿轮的齿数的20%或五分之一,可选地小于内齿轮的齿数的10%或十分之一。

[0082] 在齿轮传动布置100中,通过修正齿顶高系数避免了余摆线干涉。这些齿轮没有展现出齿廓变位,这可以通过以下事实来确定:位于有效齿廓的中间的点M处的压力角(测量为齿侧面的法线与以齿轮中心为中心且经过这个相同点M的圆的切线之间的角度)对于这两个齿轮是相同的。两个齿轮在点M处的压力角可以变化高达20%,而不会对不提供齿廓变位的工作原理产生显著影响。在某些情况下,由于使用标准模数并且齿轮齿的压力角是标

准压力角,也可以确定缺少齿廓变位。标准模数可以是如上参考图1和日本工业标准JIS B 1701(1973)所定义的。具体地,外齿轮齿104和内齿轮齿108两者的齿顶高系数均小于0.8。然而,齿顶高系数在外齿轮齿104和内齿轮齿108上可以是不同的。这可以被称为不对称齿顶高系数。通常,齿顶高系数之和可以小于1.6以避免余摆线干涉。进一步地,齿顶高系数之和可以大于0.6,因为较小的齿顶高系数可能导致在载荷下具有过度的表面压力,这是不希望的。因此,外齿轮齿和内齿轮齿的齿顶高系数之和可以在0.6至1.6之间。更优选地,齿顶高系数之和在1至1.6之间。

[0083] 在现有的齿轮设计技术和相关文献中,长期以来人们普遍认为,将齿轮副中的齿顶高系数降低到低于0.8将不希望地降低接触比。接触比是其中一个齿轮在任何一次与另一齿轮的齿相接触的平均齿轮齿数。因此,在接触比低于1的情况下,齿轮传动布置具有没有齿轮发生接触的时间段,这意味着齿轮实际上不能适当地啮合,即以平滑且有效的方式啮合。这可能导致齿轮之间的不一致的扭矩传递、抖动、以及对齿轮齿的损坏。由于这些原因,接触比低于1通常被认为是不希望的,并且常见的实践和齿轮设计文献教导的并不是低于1的接触比。

[0084] 在图3的布置中,理论接触比(即基于在其闲置状态下的未变形齿计算出的接触比)将小于1。然而,由于齿在载荷下的变形,即当齿轮正在传递扭矩时,接触比可以增大到1或可以增大到大于1。这个接触比可以被称为被加载接触比。因此,虽然齿轮箱最初可能看起来是不可工作的,但它可能在实际情况下工作。至少在限制性的情况下,技术人员将容易理解载荷下的变形,这是应变低于极限拉伸应变的情况。对于接触比低于1的大多数齿轮箱,接触比不会增大到1,即使当材料在最大可能的长度上变形而不引起塑性变形或失效时。然而,在当前情况下,由于齿轮齿的弹性变形,接触比可以从低于1改变到高于1。

[0085] 图4a和4b展示了对于内齿轮齿108还以及外齿轮齿104,齿轮齿的形状随变化的齿顶高系数a_c的变化。从图4a和4b可以看出,渐开线的基圆和节圆保持恒定,齿轮齿的模数也是如此。以这种方式,压力角也保持在恒定的标称压力角。有效地,通过去除齿的顶部部分,齿顶高系数的减小将截短齿。如图4b所示,因此可以避免与齿顶的接触,而不改变由齿形状提供的期望压力角。

[0086] 齿轮齿的齿顶高是齿轮齿突出超过节圆的距离,这可以在$a_c = 0$处看到。齿顶高系数a_c是通过将齿顶高除以齿的模数获得的无量纲数。虽然常规的齿顶高系数是1,但是可以看出,齿顶高系数的减小可以减小齿轮齿的齿顶之间的干涉可能性。因此,设计具有低于0.8或可选地甚至更低的齿顶高系数的齿轮可能是有利的。

[0087] 提供图5a至6c是为了更清楚地说明可以如何确定齿廓变位。

[0088] 图5a示出了图2的经齿廓变位的齿轮在啮合区域44中的情况。内齿轮齿38的工作部分由点V_I和U_I界定。V_I是内齿轮齿38上的位于外齿轮32的外半径上的点,因此该点接触外齿轮齿34的齿顶。U_I是内齿轮齿38的齿顶。类似地,对于外齿轮齿34定义了点U_E和V_E。U_E是外齿轮齿34的齿顶,而V_E是外齿轮齿34上与内齿轮齿38的齿顶接触的位置。V_E也是当齿轮齿34和38处于啮合区域中时U_I的切向投影。因此,应当理解,齿侧面的彼此接触的唯一部分是齿的工作部分,如由点U_I、V_I、U_E和U_E限定的。

[0089] 转到图5b,在内齿轮36上定义了另一个点M_I。M_I是U_I与V_I之间的中点。压力角α_I在中点处被定义为以齿轮轴线为中心的圆C_M的切线T_M与在M_I处齿侧面的法线N_M之间的角度。为

了完整性,还示出了圆C_M的半径R_M。角度α_I可以被描述为工作压力角,因为它是在齿的工作部分的中间测量的。

[0090] 图5c示出了外齿轮32上的等效点。定义了另一个点M_E。M_E是U_E与V_E之间的中点。压力角α_E在中点处被定义为以齿轮轴线为中心的圆C_M的切线T_M与在M_E处齿侧面的法线N_M之间的角度。为了完整性,还示出了圆C_M的半径R_M。角度α_E可以被描述为工作压力角,因为它是在齿的工作部分的中间测量的。

[0091] 如上所述,通过比较在相应的内齿轮和外齿轮的相应工作部分的相应中点M_I和M_E处测量的这两个齿轮的压力角,可以看出,压力角相差超过外齿轮的压力角的20%。因此,这些齿轮展现出齿廓变位。

[0092] 图6a示出了图3的齿轮在啮合区域110中的情况,其中这些齿轮没有齿廓变位。内齿轮齿108的工作部分由点V_I和U_I界定。V_I是内齿轮齿108上的位于外齿轮102的外半径上的点,因此该点接触外齿轮齿104的齿顶。U_I是内齿轮齿108的齿顶。类似地,对于外齿轮齿104定义了点U_E和V_E。U_E是外齿轮齿104的齿顶,而V_E是外齿轮齿104上与内齿轮齿108的齿顶接触的位置。因此,应当理解,齿侧面的彼此接触的唯一部分是齿的工作部分,如由点U_I、V_I、U_E和U_E之间的区域限定的。

[0093] 转到图6b,在内齿轮106上定义了另一个点M_I。M_I是U_I与V_I之间的中点。压力角α_I在中点处被定义为以齿轮轴线为中心的圆C_M的切线T_M与在M_I处齿侧面的法线N_M之间的角度。为了完整性,还示出了圆C_M的半径R_M。角度α_I可以被描述为工作压力角,因为它是在齿的工作部分的中间测量的。

[0094] 图6c示出了外齿轮102上的等效点。定义了另一个点M_E。M_E是U_E与VE之间的中点。压力角α_E在中点处被定义为以齿轮轴线为中心的圆C_M的切线T_M与在M_E处齿侧面的法线N_M之间的角度。为了完整性,还示出了圆C_M的半径R_M。角度α_E可以被描述为工作压力角,因为它是在齿的工作部分的中间测量的。

[0095] 如从图6b和6c中可以看出的,内齿轮齿和外齿轮齿的工作部分的中点处的压力角是相同的。

[0096] 如从以上解释中可以看出的,以下内容变得清楚。可以通过检测内齿轮齿与外齿轮齿的压力角之间的差来检测齿廓变位的存在。可以确定内齿轮齿在内齿轮齿的工作部分的中点处的压力角。可以确定外齿轮齿在外齿轮齿的工作部分的中点处的压力角。可以确定所确定的压力角之间的差。可以确定内齿轮与外齿轮的工作压力角之间的差。压力角的差可以在相应的内齿轮齿和外齿轮齿的工作部分的相应中点处确定。

[0097] 在本披露内容的情况下,内齿轮齿与外齿轮齿之间的测得压力角的差有利地小于内齿轮齿或外齿轮齿的压力角的压力角的20%。这指示了对齿轮副的效率具有最小影响的齿廓变位程度。进一步有利的是将压力角的差限制为更低的数值,例如15%、10%、或5%或更小。这些更低的数值进一步限制了由于齿廓变位和/或压力角差异而对齿轮副效率的影响。

[0098] 图7示出了具有标记为1_α的作用线的齿轮箱100。1_α描述了在任何时刻相接触并且传递载荷的齿轮齿。在假设内齿轮108是固定的情况下,作用线1_α以齿轮箱的瞬时旋转中心ICR为中心,该瞬时旋转中心是节圆上的点,可以说外齿轮104围绕该点旋转。ICR是在由两条齿轮轴线所描绘的线与其中一个或另一个节圆的交点处的点。它也是这些节圆相交的位置。作用角$\widehat{\varepsilon_\alpha}$描述了由作用线$1_\alpha$和外齿轮轴线限定的角度。作用角优选地小于20°,如由最大

作用角指示的$\varepsilon_{\alpha_{wl}}$。优选的是,齿轮箱上的负载在这个范围内,以避免由于摩擦而导致的效率损失。

[0099] 图8a至图11展示了可以实施多种形式的齿轮齿的齿轮箱。具体地,本披露内容中描述的内-外齿轮副的一个或多个特征可以有利地在所展示的齿轮箱中实施。

[0100] 图8a和图8b分别示出了第一齿轮箱200的示意性和截面视图,在该第一齿轮箱中可以有利地实施本说明书中描述的内-外齿轮副。所展示的实例包括两个内-外齿轮副:第一齿轮副204和第二齿轮副210。这些齿轮副可以是以上参考图3所描述类型的齿轮副,并且具体地,这些齿轮副的齿轮的齿可以不具有齿廓变位或具有小的齿廓变位、以及低于0.8的齿顶高系数,使得齿轮齿的工作压力角不超过在不应用齿廓变位的情况下这些齿轮齿的标称压力角的大于20%。

[0101] 齿轮箱具有第一内-外齿轮副204,该第一内-外齿轮副具有外小齿轮206和内环形齿轮208。齿轮箱200还具有第二内-外齿轮副210,该第二内-外齿轮副进而包括外小齿轮214和内环形齿轮216。第二内-外齿轮副210的外小齿轮214刚性地固定至第一内-外齿轮副204的外小齿轮206。因此,两个外小齿轮214、206将以相同的速度绕着内齿轮轴线A7进行轨道运动,并且还将围绕它们自己的轴线A8具有相同的角速度。这两个小齿轮206、214组合形成组合小齿轮212。

[0102] 齿轮箱200具有输入轴202,该输入轴被布置成接收来自驱动源(比如马达)的扭矩。输入轴202被成形为曲柄,使得该曲柄接收围绕齿轮箱轴线A7(即,内齿轮208、216的轴线)的扭矩,并且向外小齿轮提供偏离齿轮箱轴线的力,该力是穿过外齿轮轴线A8的线性力。输入轴202由第一轴承布置222支撑而围绕齿轮箱轴线旋转,并且经由轴承224联接至外小齿轮,使得外小齿轮可以围绕输入轴的穿过外齿轮的部分旋转。这些外齿轮还与内环形齿轮接合,使得外小齿轮206、214(即,组合小齿轮212)和输入轴202的偏离部分可以一起绕内齿轮轴线A7进行轨道运动。输入轴还具有配重203以平衡偏离部分的离轴负载。

[0103] 第一内-外齿轮副204和第二内-外210的相应齿数比可以具有小的差异。这种小的差异可以通过多种方式来实现,例如通过在内齿轮与外齿轮之间具有相同的齿差,但是在相应齿轮副的内齿轮和/或外齿轮中具有不同的总齿数。在其他实例中,可以改变每个齿轮副中的齿差的量以实现不同的齿数比。在一个实例中,第一内-外齿轮副204的内齿轮208和外齿轮206可以分别具有60个齿和57个齿,并且第二内-外齿轮副210的内齿轮216和外齿轮214可以分别具有90个齿和87个齿。

[0104] 齿轮箱200的总输出可以实现为两个内齿轮208和216之间围绕共同轴线的旋转的相对差异。内齿轮208、216中的一个可以是固定的,即保持静止的,并且内齿轮208、216中的另一个可以是可旋转的并且被用作输出齿轮。这两个齿轮可以经由轴承226联接。在图5中通过第一内-外齿轮副204的内齿轮208连接至地来展示内齿轮208的固定,从而指示该内齿轮是参考齿轮。由于内齿轮之一保持静止,并且这两个内-外齿轮副具有相似的齿轮传动比,因此可以在齿轮箱上实现高的齿数比。虽然第二内-外齿轮副210的内齿轮216被示出为联接至靠近输入轴的轴承,但是应当理解,输出可以在齿轮箱的相反轴向端处获取,并且可以使用任何合适的轴承布置。

[0105] 通常,被描述为“固定的”、“输入”和“输出”的齿轮箱部分被这样描述仅是为了反映齿轮箱的常规用途,并且应当理解,关于输入、输出和固定部分的考虑可能是关于参考系

的问题,并且标记为例如“固定的”任何部分可以替代性地用作“输入”或“输出”。在所展示的实例的背景下,作为输入轴202与内齿轮208之间的旋转差异而提供的驱动输入产生了输出,该输出是内齿轮216与内齿轮208之间的相对旋转差异。

[0106] 图9示出了另一个齿轮箱300,该齿轮箱具有对称布置。对称的齿轮箱300具有第一内-外齿轮副304和第二内-外齿轮副310,每个齿轮副具有相应的内齿轮308、316和外齿轮306、314,这些齿轮可以基本上类似于以上参考图5所描述的那些。外齿轮可以围绕内齿轮轴线A9进行轨道运动并且可以围绕它们自己的外齿轮轴线A10旋转,内齿轮围绕该内齿轮轴线布置。齿轮箱300进一步包括第三内-外齿轮副320,该第三内-外齿轮副包括外齿轮324和内齿轮326。内-外齿轮副320可以基本上类似于第一内-外齿轮副304,具有相同的齿数比。第三内-外齿轮副320的外齿轮324可以刚性地固定至其他外齿轮306、314,使得这三个齿轮一起进行轨道运动并旋转并且形成组合小齿轮312。

[0107] 对称布置可以是优选的,因为由于轴向相对的内齿轮围绕垂直于齿轮箱轴线的轴线向中心外齿轮提供平衡力,从而它可以防止或减少该外齿轮的扭曲。

[0108] 进一步地,输入轴302可以在两个轴向端处均具有轴承,从而避免由于来自行星齿轮306、314、324的反作用力而产生的悬臂布置。这可以加强输入轴302。

[0109] 图10a和图10b示出了第三齿轮箱布置400,该第三齿轮箱布置基本上类似于图5的齿轮箱200的两个在直径上相对且轴向镜像的副本。

[0110] 齿轮箱400具有两个分开的行星齿轮412、422,每个行星齿轮具有刚性地固定在一起的两个外齿轮。第一行星件412具有围绕第一外齿轮轴线A12布置的外齿轮406、414,这些外齿轮被布置成与相应的内齿轮408、416接合,使得外齿轮406、414围绕内齿轮轴线A11进行轨道运动。齿轮406、408、414、416形成第一和第二内-外齿轮副404、410。第二行星件422具有围绕第二外齿轮轴线A13布置的第三外齿轮424和第四外齿轮434。第三外齿轮424和第四外齿轮434被布置成与相应的内齿轮426、436接合并且围绕内齿轮轴线A12进行轨道运动。齿轮424、426、434、436形成第三和第四内-外齿轮副420、430。

[0111] 应当理解,第一外齿轮406和第四外齿轮434可以是相同的,并且第二外齿轮414和第三外齿轮424可以是相同的。在一些情况下,第一外齿轮406、第二外齿轮414、第三外齿轮424和第四外齿轮434全都可以是相同的。第一外部齿轮408和第四外部齿轮436也可以是相同的,并且第二内齿轮416和第三内齿轮426可以是相同的。在一些情况下,第二内齿轮416和第三内齿轮426可以一体地形成而具有共用齿轮齿、并且可以安装在轴承452上以相对于第一内齿轮408和第四内齿轮436旋转。总体上,第一内-外齿轮副404和第四内-外齿轮副430可以各自与第二内-外齿轮副410和第三内-外齿轮副420具有小的齿数比差异,使得总体上可以提供差动行星齿轮箱400。

[0112] 齿轮箱400具有输入轴402,该输入轴是曲柄形状的,使得它具有两个直径上相对的部分,每个部分与内齿轮轴线A11偏离相同的距离,使得每个偏离部分沿着相应的外齿轮A12、A13的轴线定位。这些偏离部分各自经由轴承联接至第一行星件412和第二行星件422中的相应行星件,使得输入轴402向这些行星件施加与内齿轮轴线A11偏离的线性力。

[0113] 以这种方式,可以提供具有中心输出和改进的平衡的对称齿轮箱400。

[0114] 图11示出了齿轮箱201,该齿轮箱具有基本上类似于图8a和图8b的齿轮箱200的特征。为了简洁起见,类似的特征被类似地编号并且在此不再描述。

[0115] 在齿轮箱201中,第二内-外齿轮副210的外小齿轮214具有台阶部分214a,该台阶部分允许外小齿轮214位于与组合齿轮副212的一条或多条旋转轴线垂直的两个单独的轴向平面内。特别地,第二内-外齿轮副210的接合和第一内-外齿轮副204的接合至少与共同平面P1重叠或共面,共同平面P1垂直于齿轮A7、A8的旋转轴线。内齿轮208至少部分地位于组合小齿轮212的凹部或空腔中。这可以允许齿轮副204至少部分地布置在外齿轮214内。这可以进一步允许齿轮副204部分地或完全地定位在齿轮副210内。

[0116] 通过使第一内-外齿轮副204和第二内-外齿轮副210在共同平面内接合,可以减小组合小齿轮212的扭曲。进一步地,可以提供更紧凑的齿轮箱201,因为可以减小齿轮箱201的轴向范围。

[0117] 图11所示的齿轮箱201可以具有任何类型的齿轮齿。在某些实例中,图11的齿轮箱201可以具有如参考图1至图7并且特别参考图3所描述的齿轮齿的一个或多个特征。这些齿轮齿可以具有参考图3所描述的齿轮齿的任何特征,例如在限定范围内的齿顶高系数和/或在限定范围内的齿廓变位。

[0118] 在任何或所有上述齿轮箱布置中,齿轮可以具有以上参考图1至图7中的任何一个并且特别参考图3所描述的特征或品质。具体地,这些齿轮可以展现出小的齿廓变位和低的齿顶高系数,如上所述。

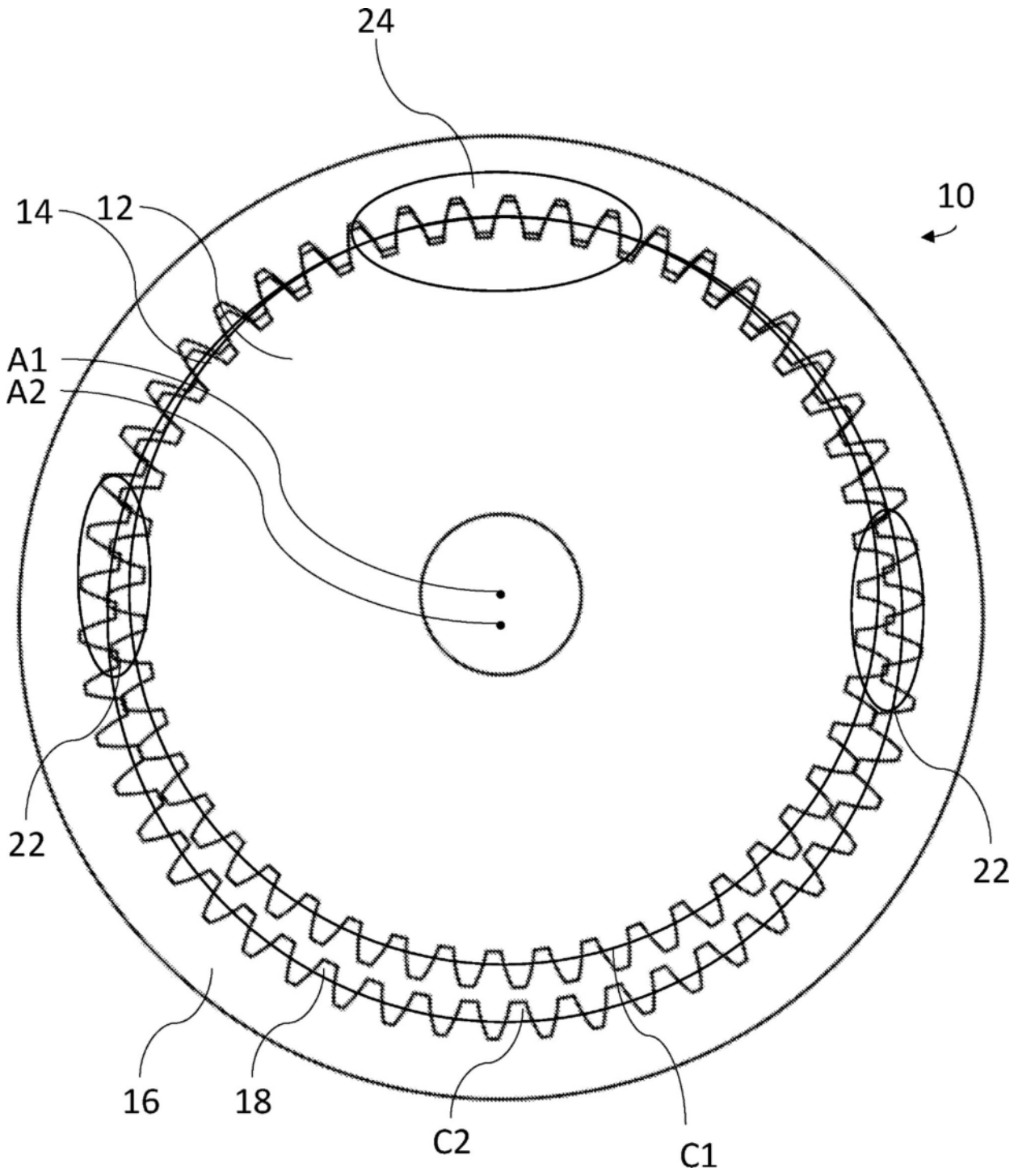


图1

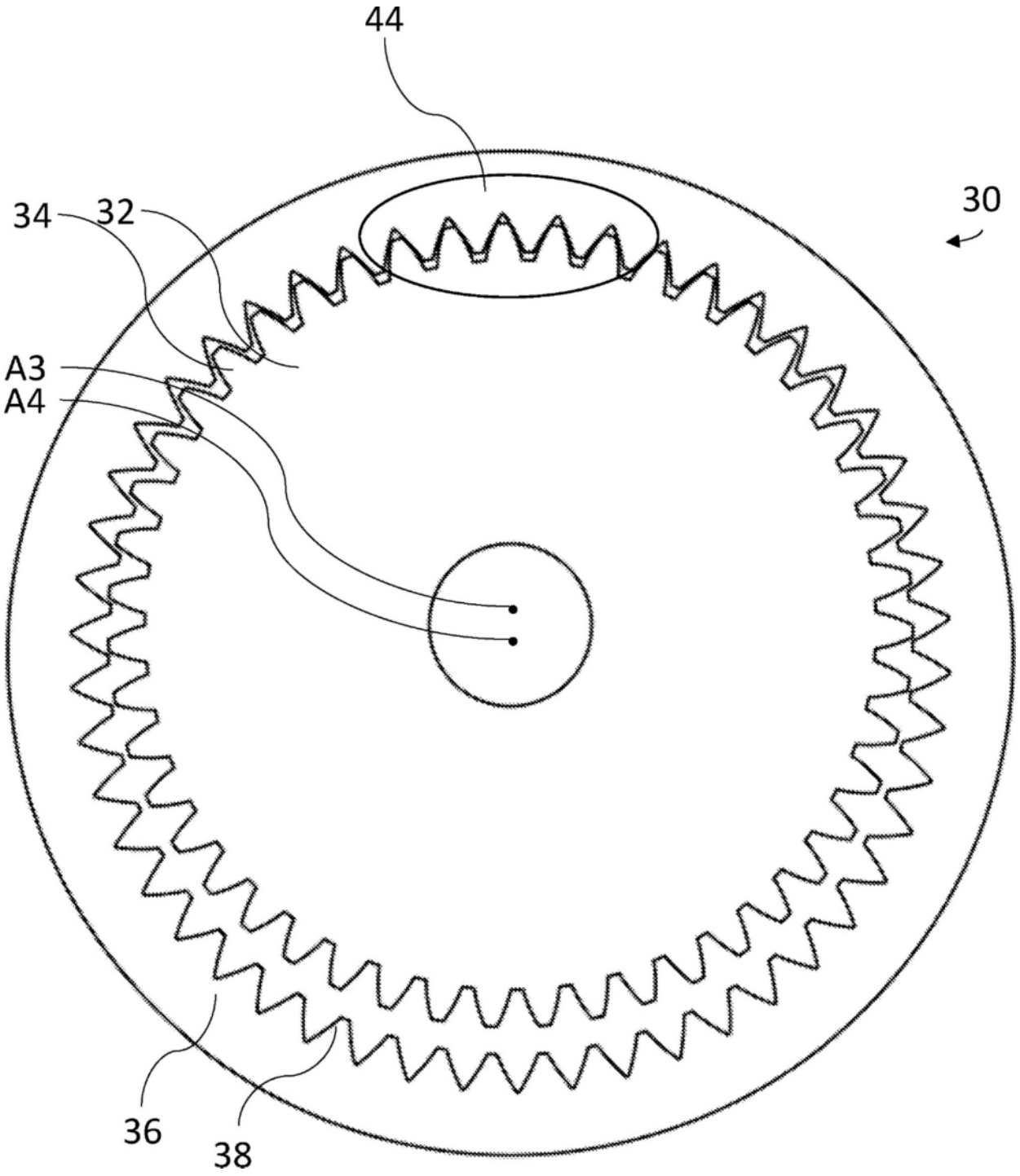


图2

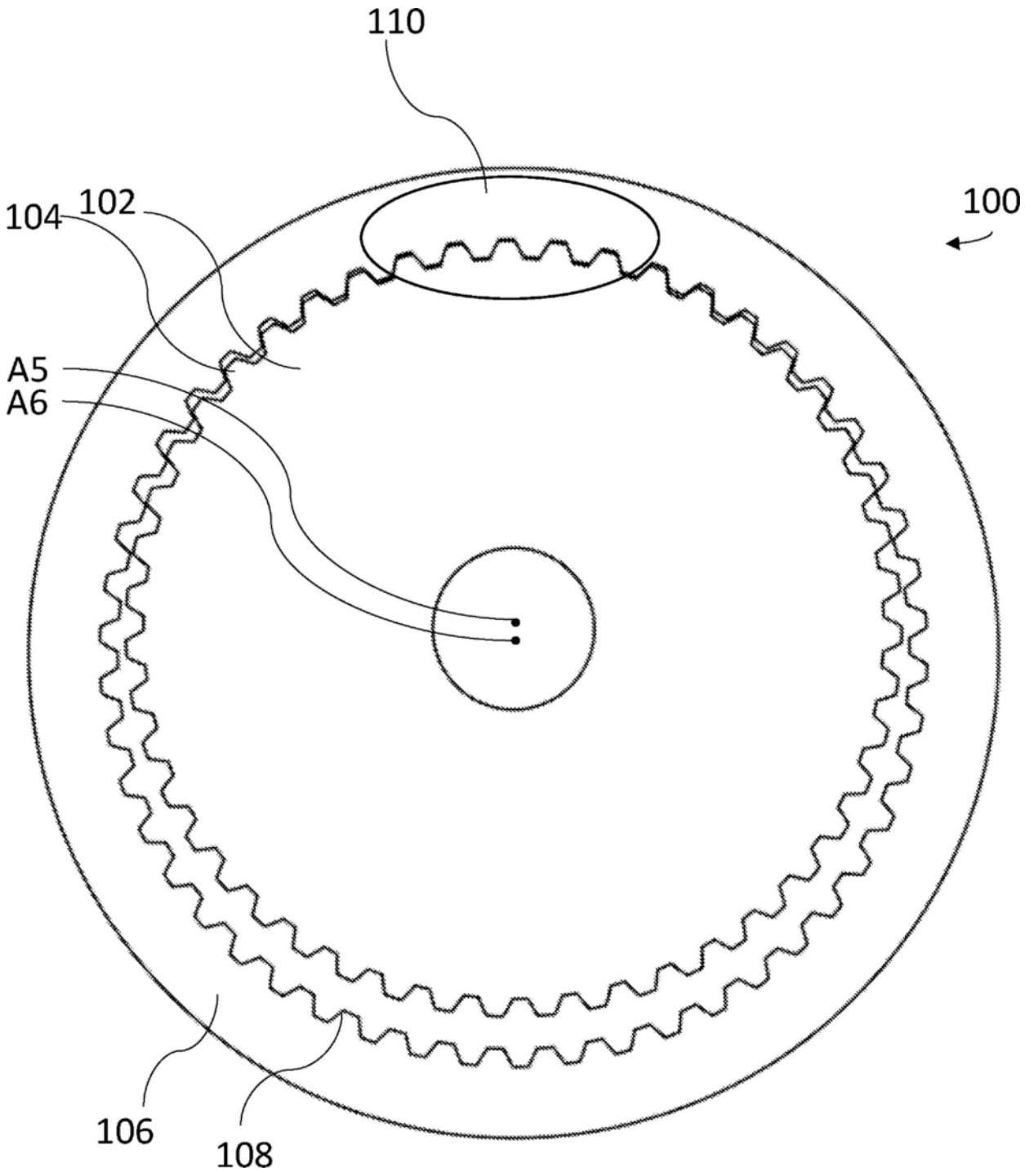


图3

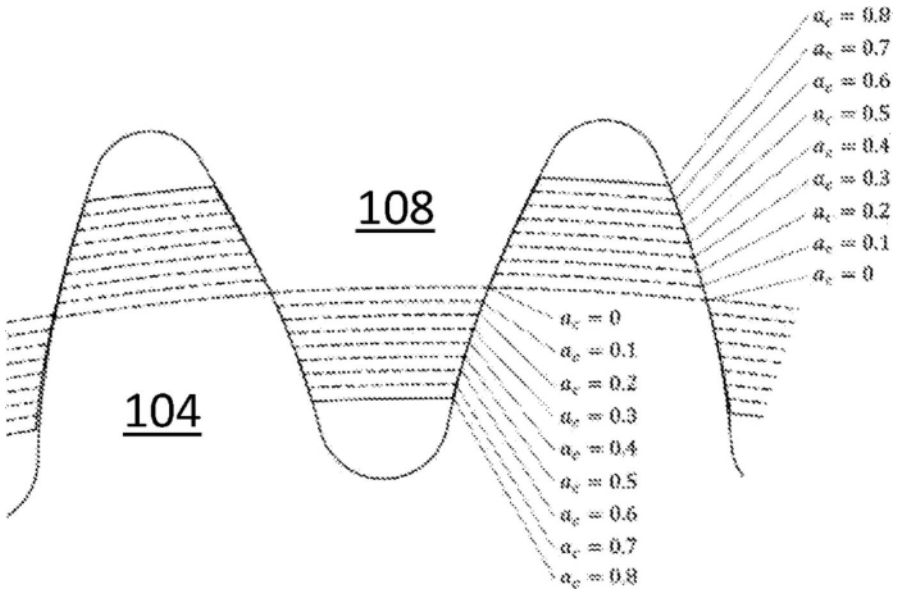

108
104
$a_c = 0.8$
$a_c = 0.7$
$a_c = 0.6$
$a_c = 0.5$
$a_c = 0.4$
$a_c = 0.3$
$a_c = 0.2$
$a_c = 0.1$
$a_c = 0$
$a_c = 0$
$a_c = 0.1$
$a_c = 0.2$
$a_c = 0.3$
$a_c = 0.4$
$a_c = 0.5$
$a_c = 0.6$
$a_c = 0.7$
$a_c = 0.8$

图4a

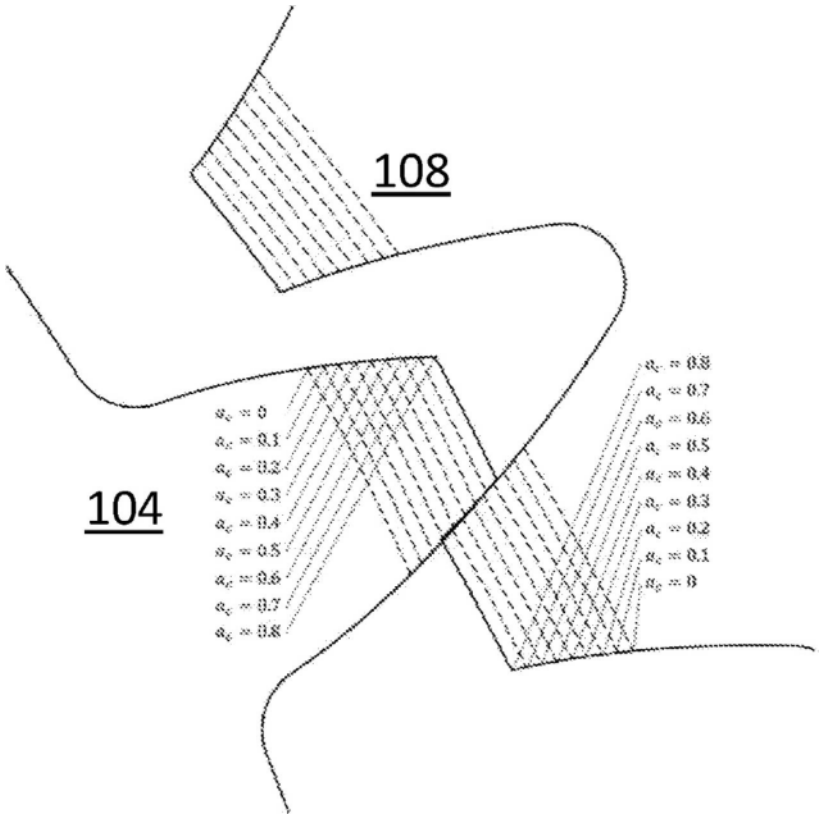

108
104
$a_c = 0$
$a_c = 0.1$
$a_c = 0.2$
$a_c = 0.3$
$a_c = 0.4$
$a_c = 0.5$
$a_c = 0.6$
$a_c = 0.7$
$a_c = 0.8$
$a_c = 0.8$
$a_c = 0.7$
$a_c = 0.6$
$a_c = 0.5$
$a_c = 0.4$
$a_c = 0.3$
$a_c = 0.2$
$a_c = 0.1$
$a_c = 0$

图4b

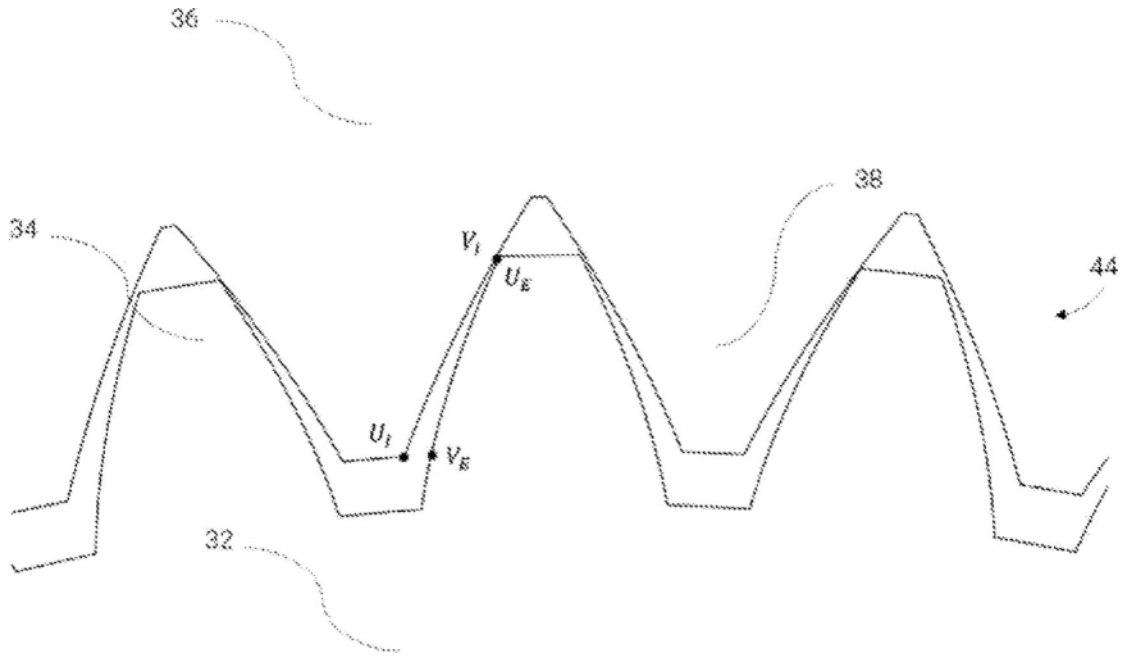


图5a

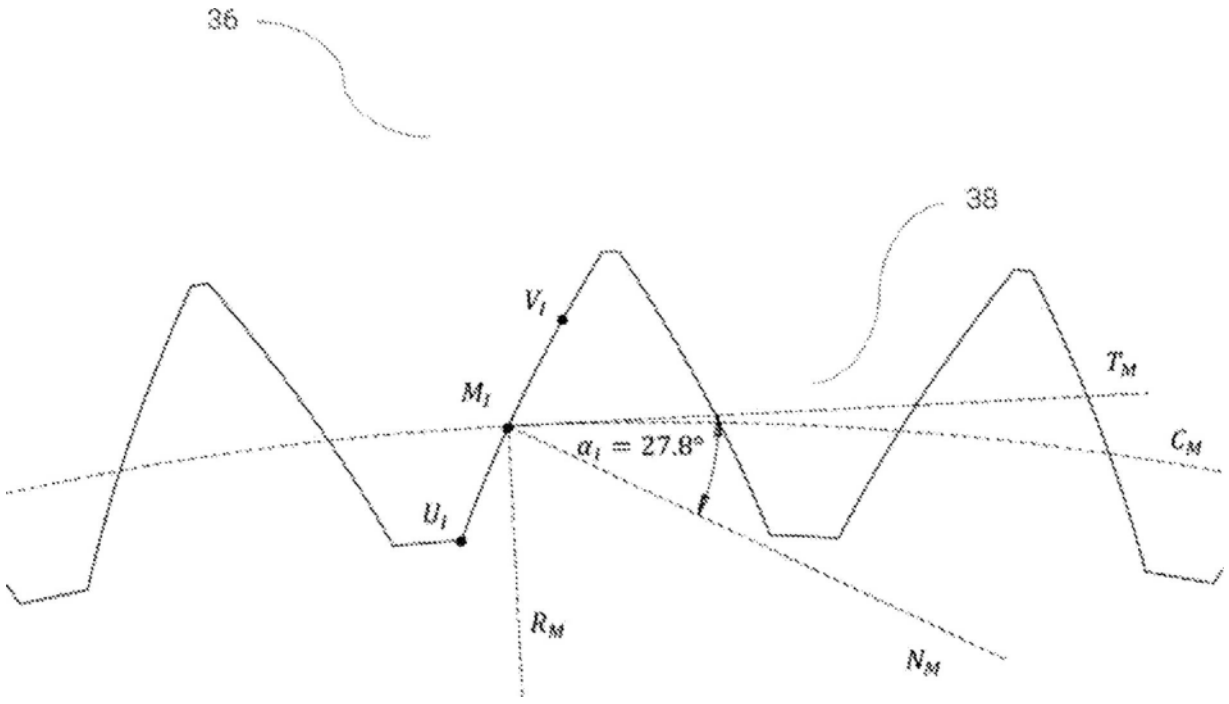


图5b

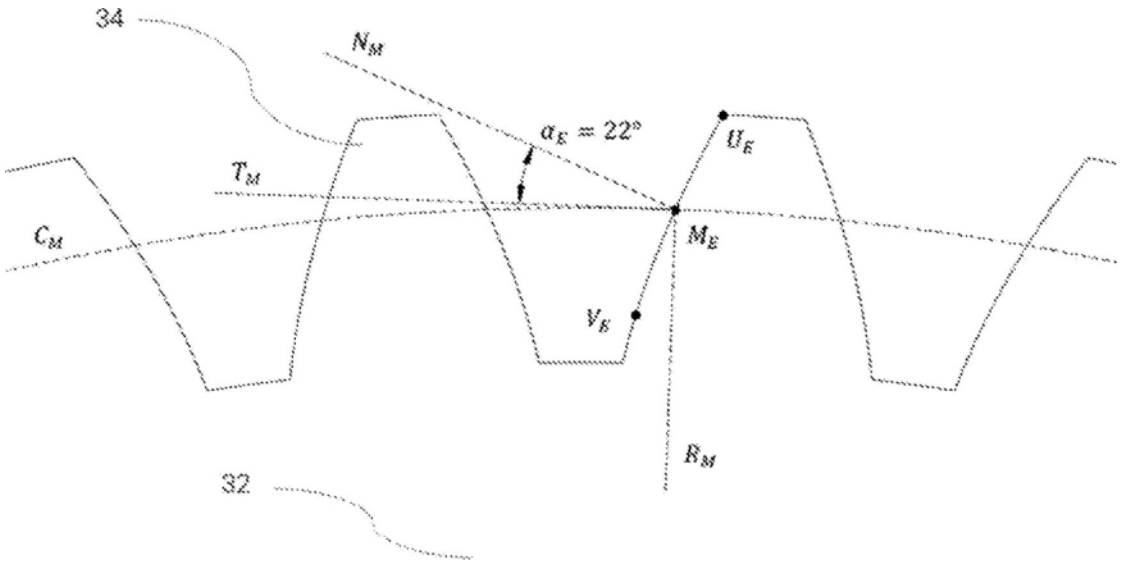


图5c

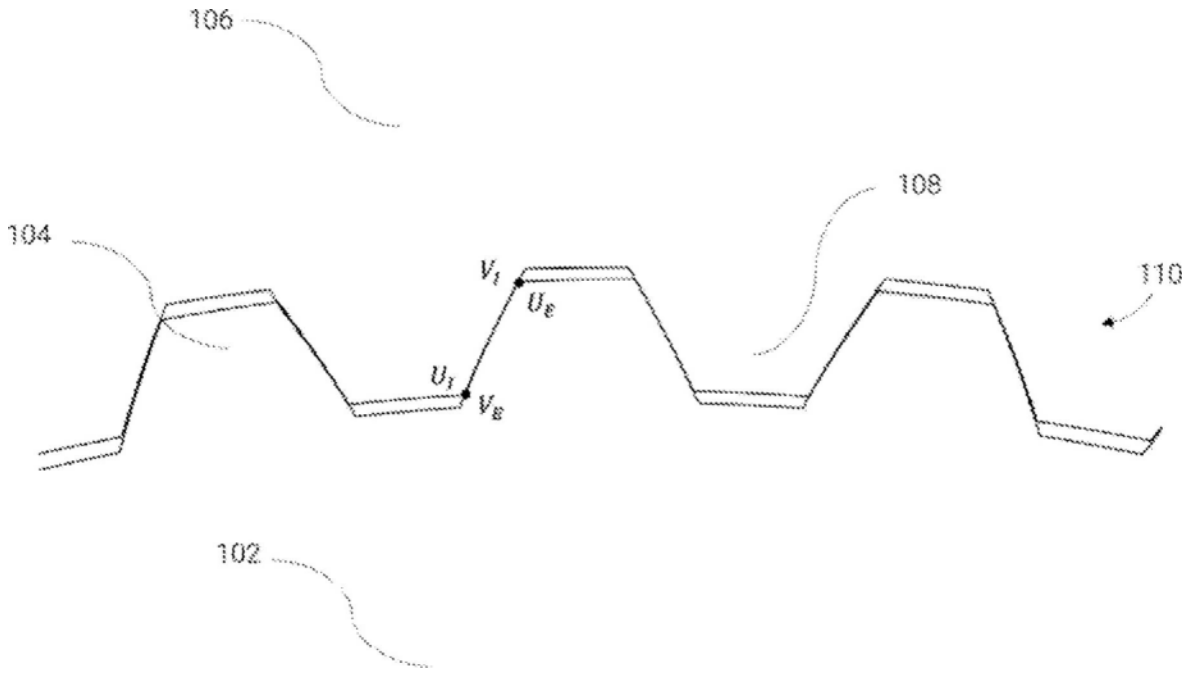


图6a

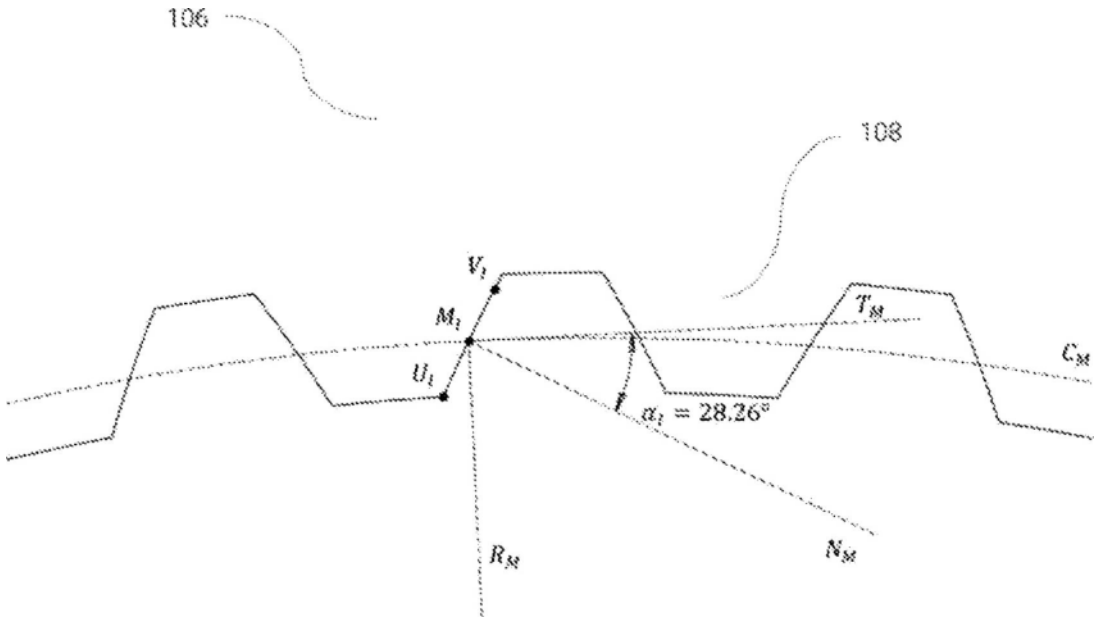

106
108
V_1
M_1
U_1
T_M
C_M
$\alpha_1 = 28.26°$
R_M
N_M

图6b

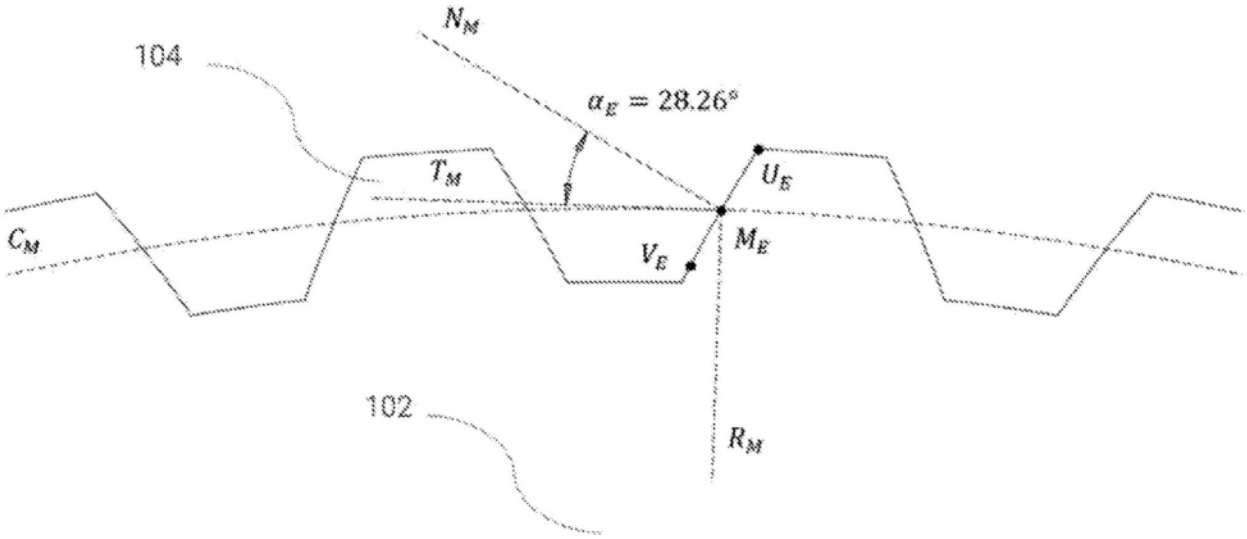

N_M
104
$\alpha_E = 28.26°$
T_M
U_E
C_M
V_E
M_E
102
R_M

图6c

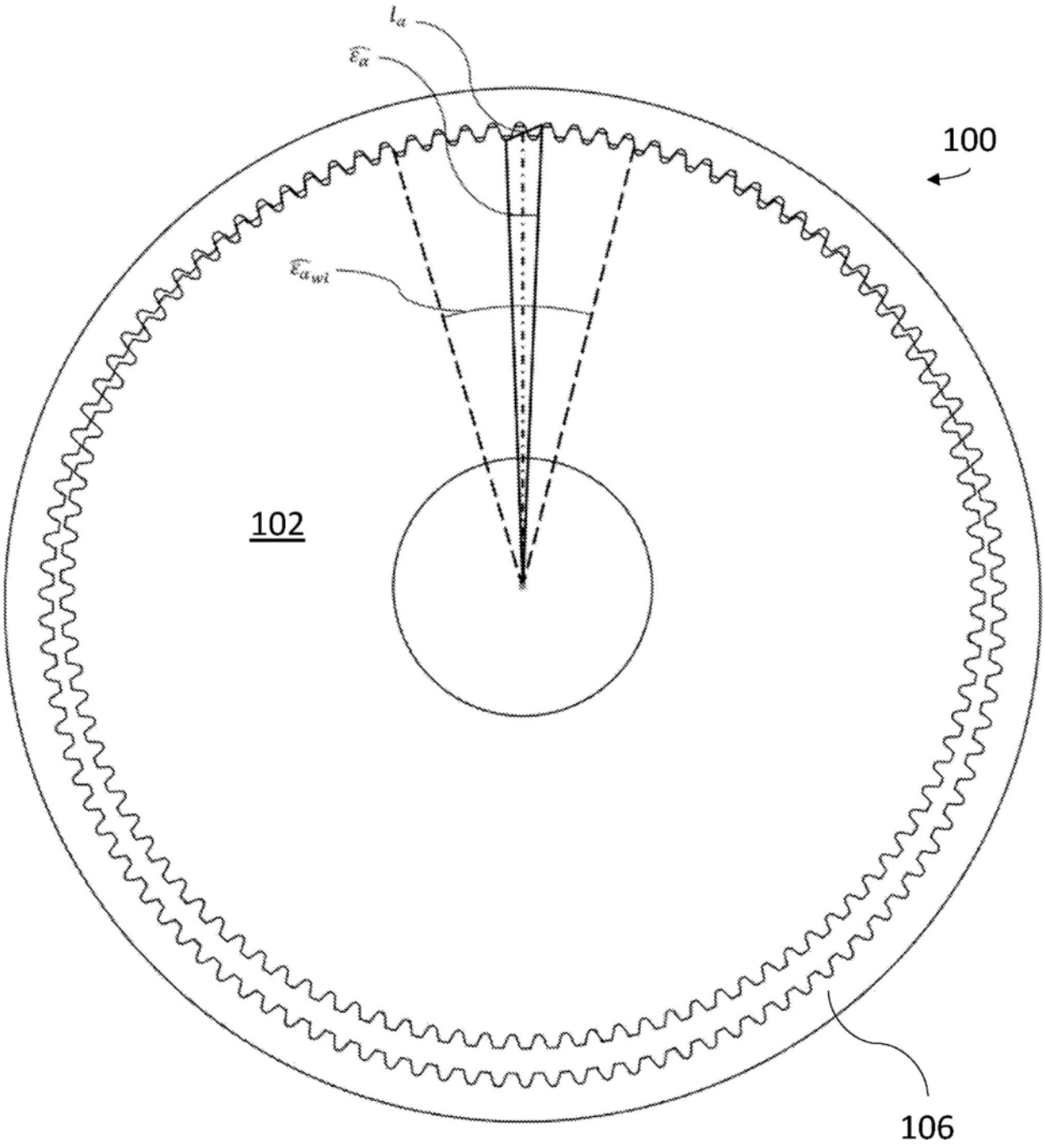


图7

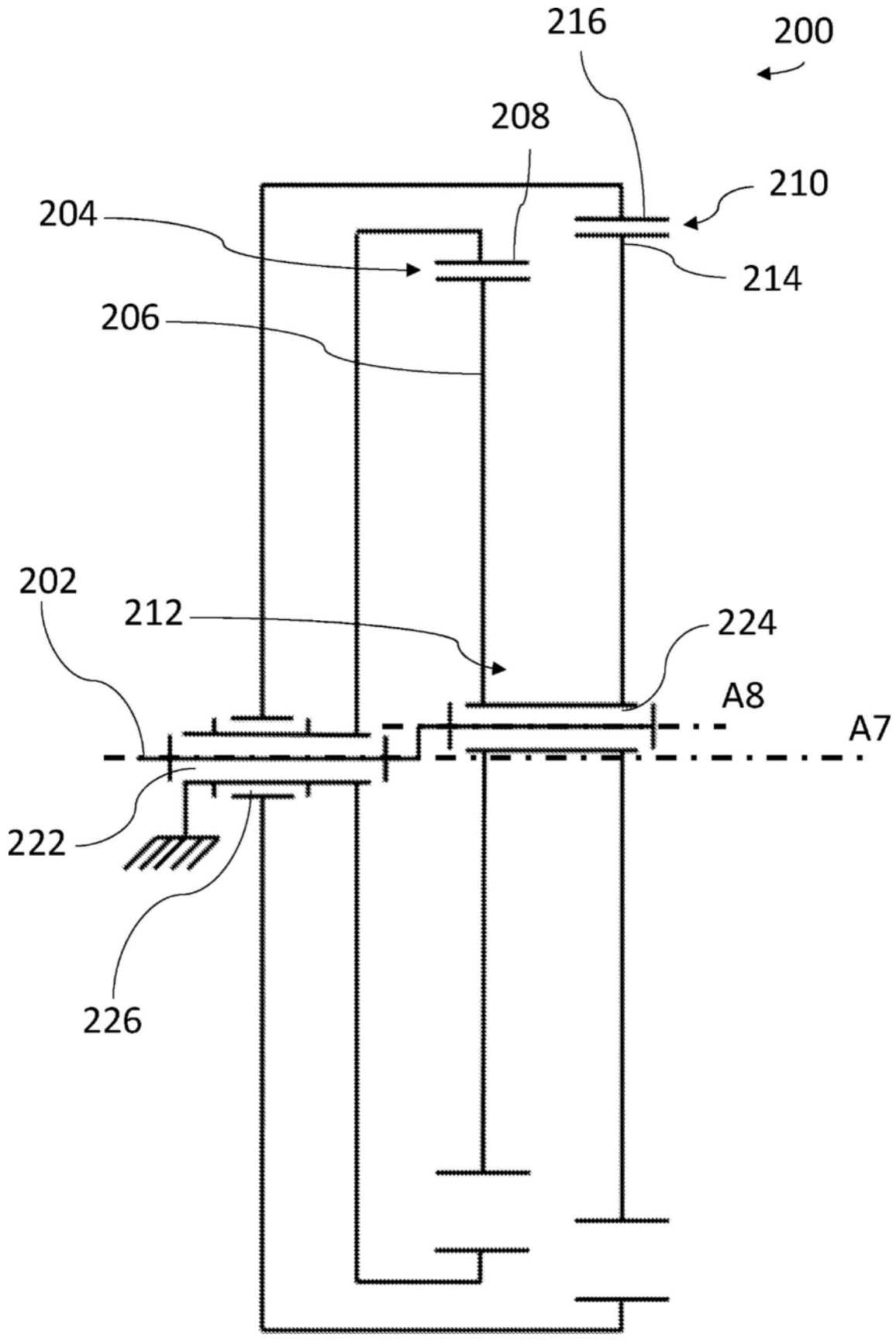


图8a

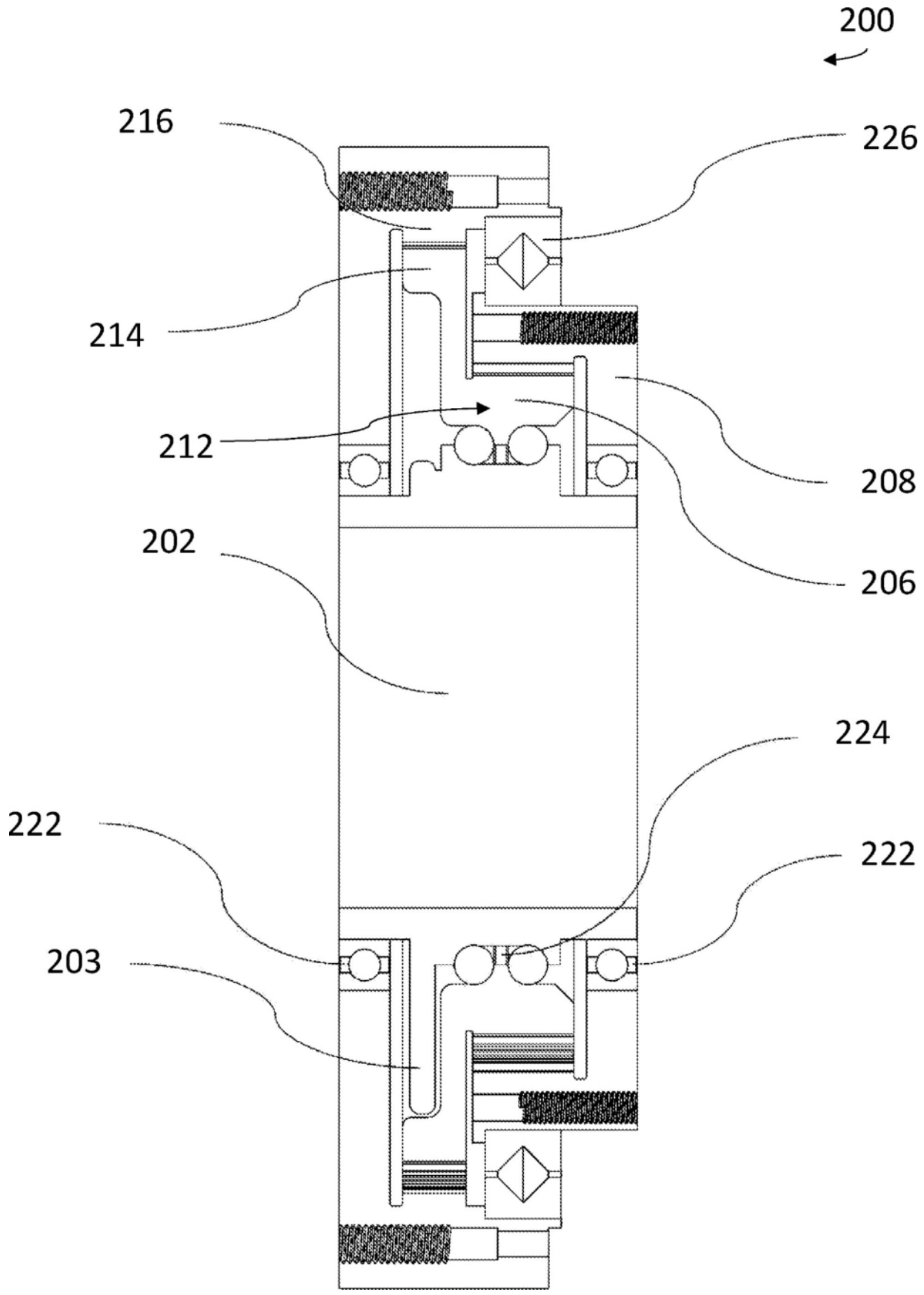


图8b

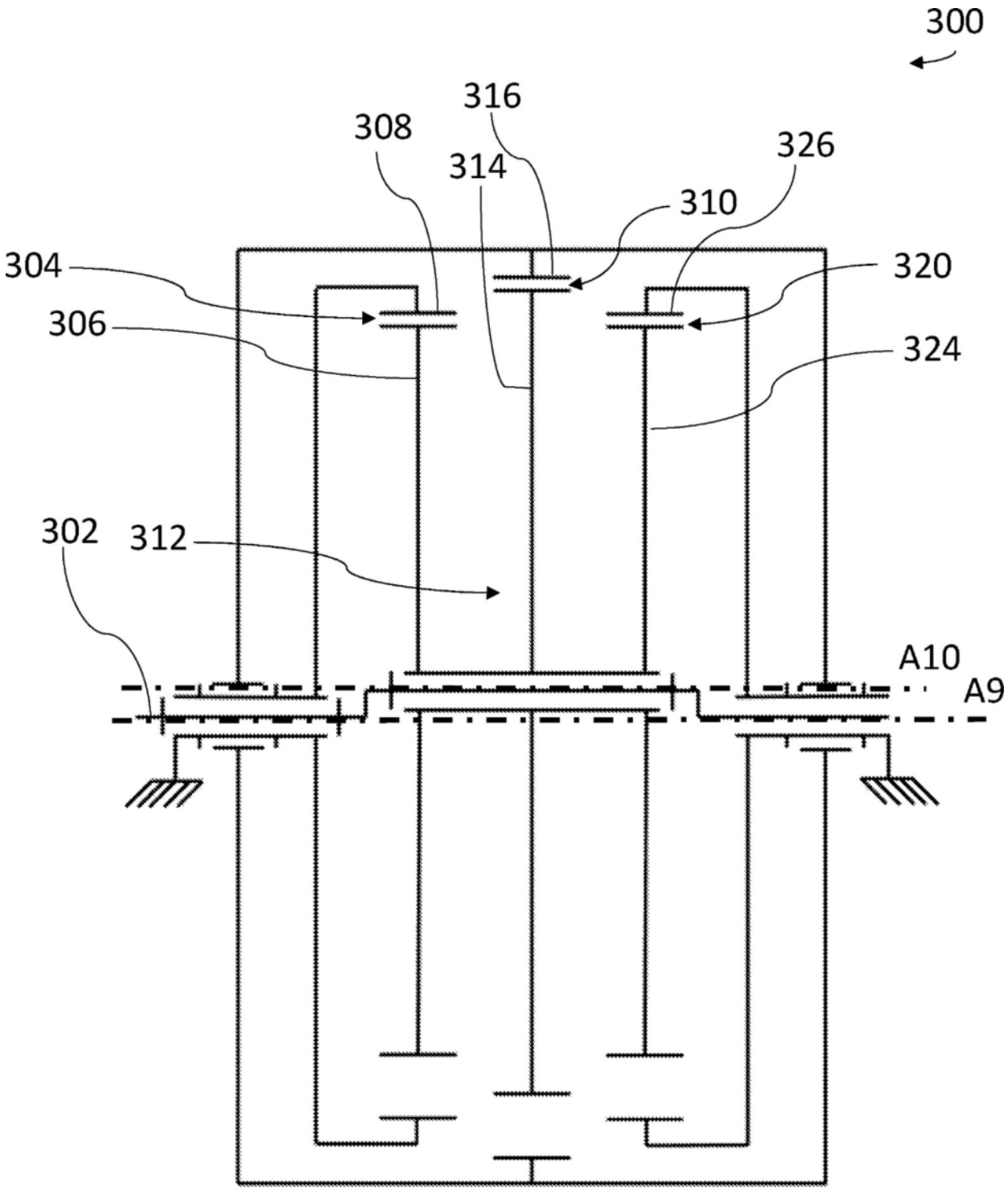


图9

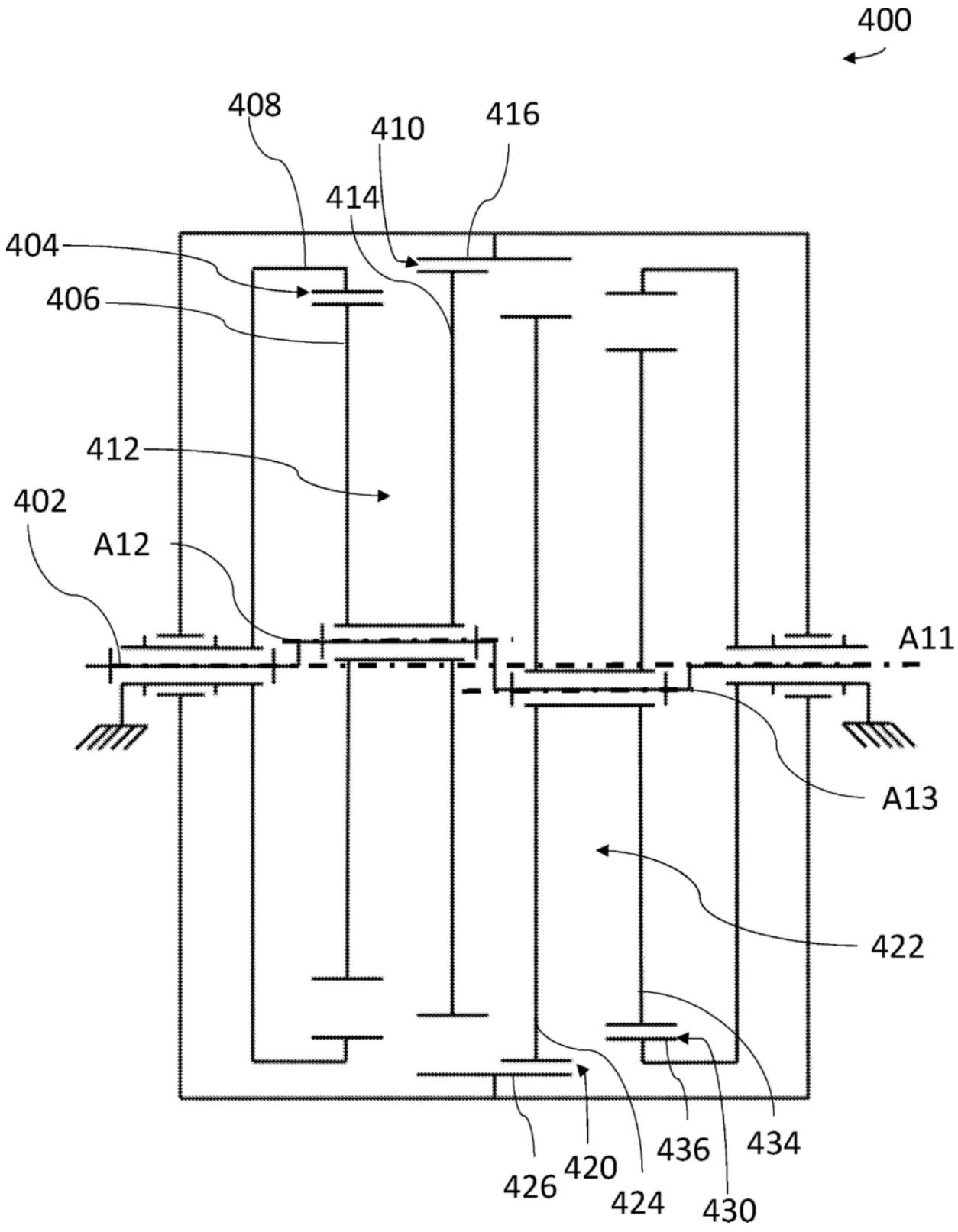

400
408
410
416
414
404
406
412
402
A12
A11
A13
422
426
420
424
436
434
430

图10a

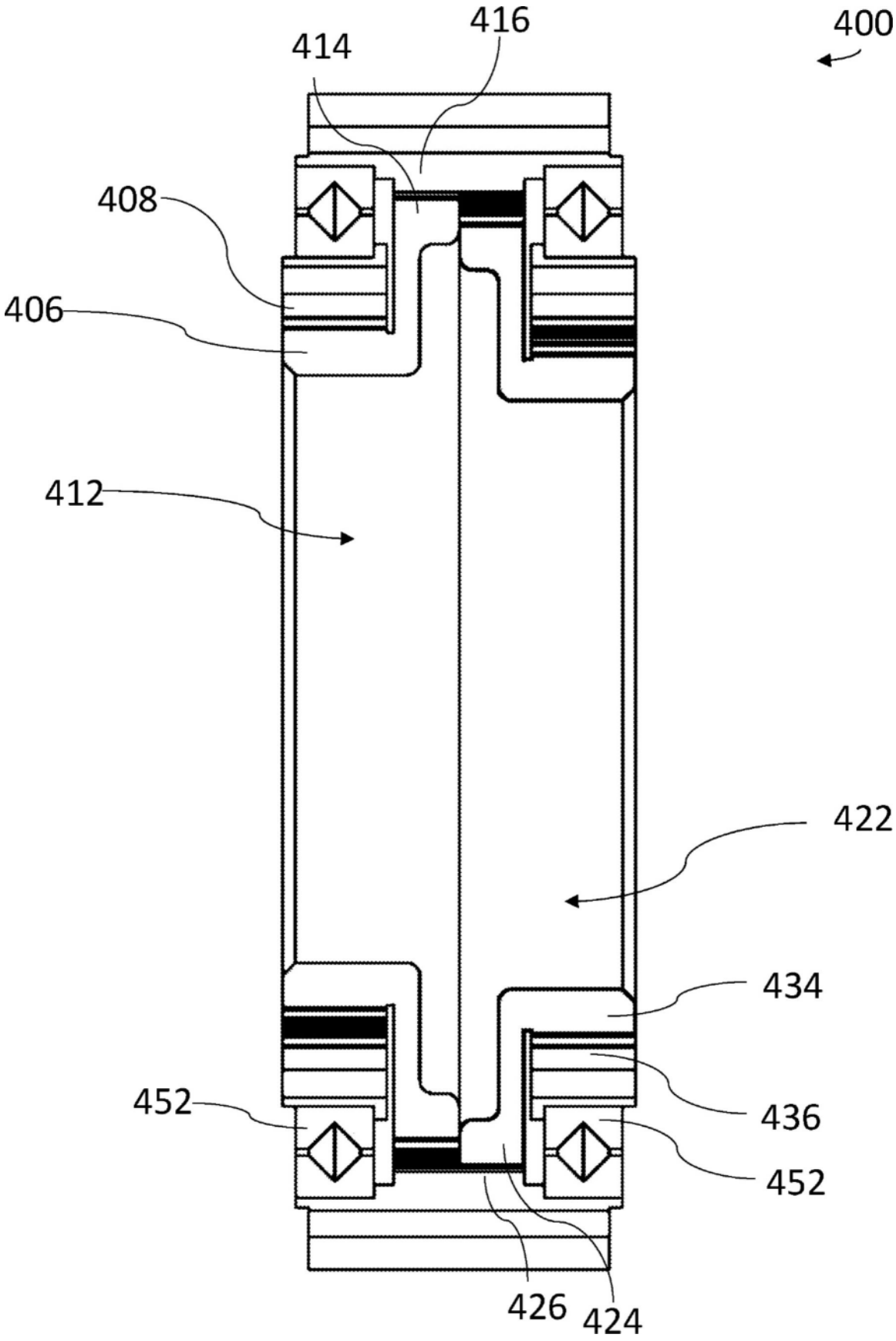


图10b

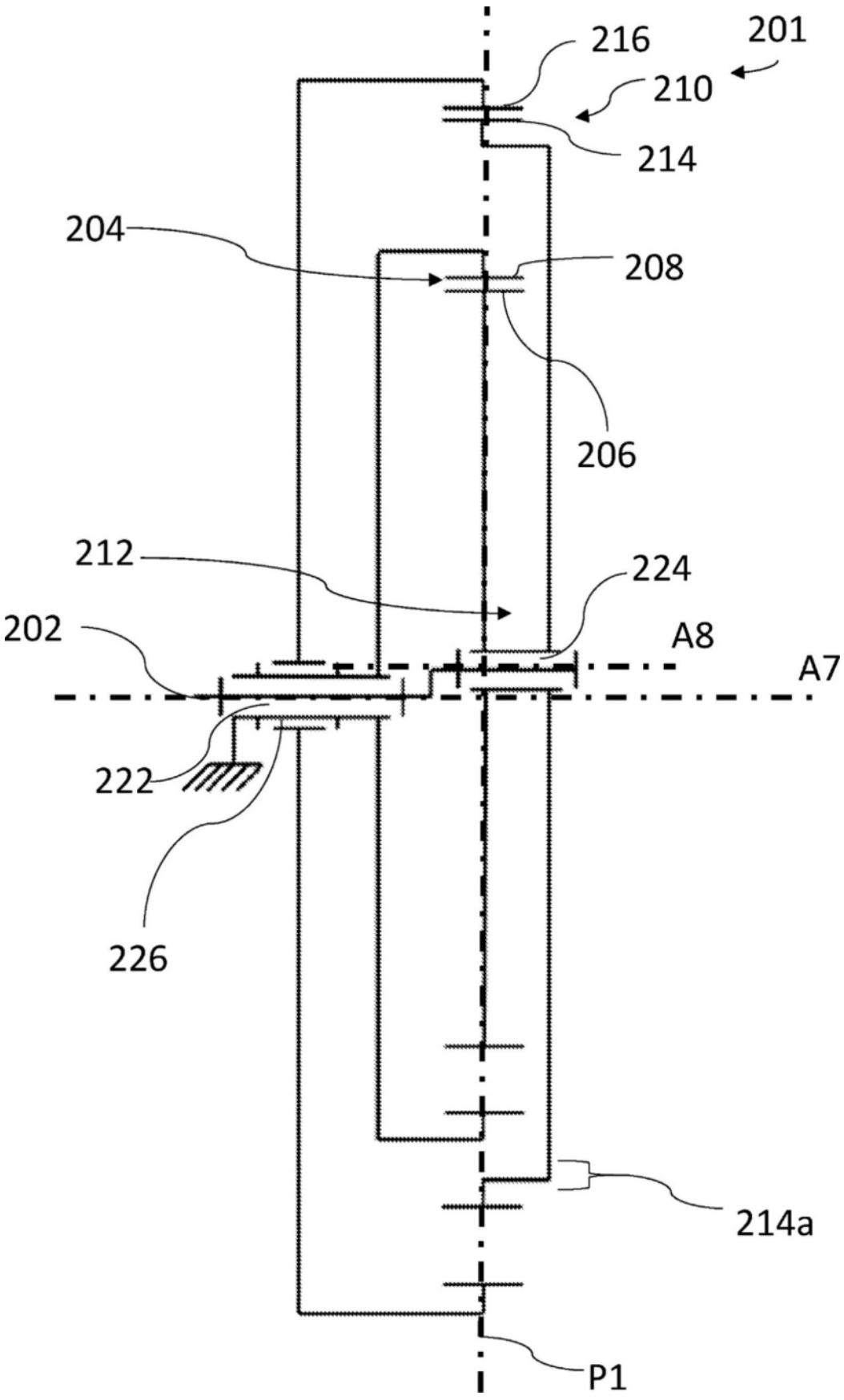


图11