

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
E01C 19/28 (2006.01)



[12] 实用新型专利说明书

专利号 ZL 200720031111.4

[45] 授权公告日 2008 年 5 月 28 日

[11] 授权公告号 CN 201065508Y

[22] 申请日 2007.1.26

[21] 申请号 200720031111.4

[73] 专利权人 陕西中大机械集团有限责任公司

地址 710119 陕西省西安市高新区新型工业
园西部大道 109 号

[72] 发明人 綦开隆

[74] 专利代理机构 西安创知专利事务所
代理人 谭文琰

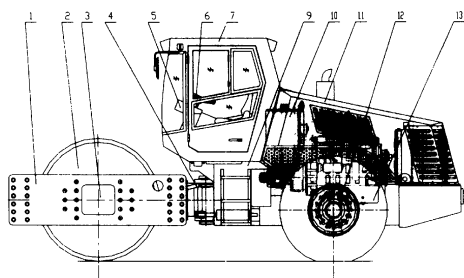
权利要求书 2 页 说明书 4 页 附图 3 页

[54] 实用新型名称

超重吨位的自行式单钢轮振动压路机

[57] 摘要

本实用新型涉及一种超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，由动力系统、振动系统、行走系统、用于控制所述振动系统的振动频率和振幅的液压系统和驾驶操纵系统组成，所述振动系统和所述行走系统之间通过中心铰接架铰接在一起，所述振动系统的振动轮内的偏心轴通过弹性联轴器与振动马达轴相连，所述液压系统中的振动泵将高压油输入至所述振动系统的振动马达，所述振动马达带动用于产生强大的激振力的所述振动轮的偏心轴旋转。本实用新型拓宽了自行式振动压路机的重量范围，碾压能力强、机动灵活、压实面平整，应用范围非常广泛，特别适合于路基和路面工程。



1. 一种超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，由动力系统、振动系统、行走系统、用于控制所述振动系统的振动频率和振幅的液压系统和驾驶操纵系统组成，其特征在于，所述振动系统和所述行走系统之间通过中心铰接架铰接在一起，所述振动系统的振动轮内的偏心轴通过弹性联轴器与振动马达轴相连。

2. 根据权利要求1所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，其特征在于，所述偏心轴为用于产生非定向或垂直定向激振力的偏心轴。

3. 根据权利要求2所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，其特征在于，所述产生垂直定向激振力的偏心轴为具有二个在水平方向上对称配置的振动器。

4. 根据权利要求2所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，其特征在于，所述产生非定向激振力的偏心轴为安装在所述振动系统振动轴上的振动器，所述振动轴又是所述振动轮的回转轴。

5. 根据权利要求1所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，其特征在于，所述振动系统为单频单幅振动、双频双幅振动或多频多幅振动系统。

6. 根据权利要求5所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，其特征在于，所述单频单幅振动系统包括单频调频机构和单幅调幅机构，所述单频调频机构为由齿轮泵和齿轮马达组成的开式液压回路；所述单幅调幅机构为偏心轴机构且旋转方向不变。

7. 根据权利要求5所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，其特征在于，所述双频双幅振动系统包括双频调频机构和双幅调幅机构，所述双频调频机构由双向变量柱塞泵和柱塞马达组成的闭式液压回路；所述双幅调幅机构由带有固定偏心块的所述振动轴，用于与所述固定偏心块的作用力相叠加或相抵消的活动偏心块和用于固定所述活动偏心块于不同位置的挡销构成。

8. 根据权利要求1所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机, 其特征在于, 所述行走系统为轮胎单驱动机构或为轮胎与振动轮双驱动机构。

9. 根据权利要求8所述的超重吨位的自行式单钢轮振动压路机, 其特征在于, 所述轮胎单驱动机构的振动钢轮为从动轮。

超重吨位的自行式单钢轮振动压路机

技术领域

本实用新型涉及一种压路机，特别是一种超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，属于压实机械技术领域。

背景技术

在 GB/T8511.1-1995 自行式振动压路机标准中规定的超重吨位和在 GB/T8511.2-1995 拖式振动压路机标准中规定的超重吨位中最大吨位只到 25 t（如表 1、表 2 所示），目前国内所生产的最大吨位自行式振动压路机多在 25 t，也有个别企业略超过标准规定，生产 26 t 自行式振动压路机。

传统的自行式振动压路机，它虽然机动灵活，但振动频率与激振力多都相对较低。传统的拖式振动压路机，它虽然振动频率与激振力较自行式为高，压实能力强于自行式，但它需要配置高速大功率牵引设备，行驶和转向受牵引的限制，机动灵活性差。使用范围有限，仅适用于大坝、港口、道路路基等大型填方填石工程。

然而公路及其它设施建设的实践证明，基础必须达到密实、均匀、稳定，才能保证建筑设施的正常服务功能。对于大厚度基础压实作业，25 t 自行式压路机远远不能达到这个要求。目前对大厚度基础压实普遍采用的是拖式振动压路机（简称拖碾）和非圆冲击压路机等。它们虽然压实深度大，但缺点是：机动性差，牵引困难；特别是非圆冲击压路机，不适宜小场合施工，碾压机面不平。这些都严重影响压实作业效率和压实面的质量。因此，目前铁路和公路基础层大厚度压实机械仍然是个空白。

实用新型内容

本实用新型所要解决的技术问题在于针对现有技术的不足，提供一种超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，具有超重系列拖式振动压路机的性能，

在 26 吨至 36 吨范围内的压实能力较强，同时又具有机动灵活性，比冲击压实面平整。

为此，本实用新型提供了一种超重吨位的自行式单钢轮振动压路机，由动力系统、振动系统、行走系统、用于控制所述振动系统的振动频率和振幅的液压系统和驾驶操纵系统组成，其中，所述振动系统和所述行走系统之间通过中心铰接架铰接在一起，所述振动系统的振动轮内的偏心轴通过弹性联轴器与振动马达轴相连，所述液压系统中的振动泵将高压油输入至所述振动系统的振动马达，所述振动马达带动用于产生强大的激振力的所述振动轮的偏心轴旋转。

本实用新型拓宽了自行式振动压路机的重量范围，碾压能力强、机动灵活、压实面平整，应用范围非常广泛，特别适合于路基和路面工程。

下面通过附图和实施例，对本实用新型的技术方案做进一步的详细描述。

附图说明

图 1 为本实用新型的结构示意图；

图 2 为产生垂直定向激振力的偏心轴的结构图；

图 3 为产生非定向激振力的偏心轴的结构图；

图 4 为固定偏心块与活动偏心块相叠加的结构图；

图 5 为固定偏心块与活动偏心块相抵消的结构图。

附图标记说明：

- | | | |
|-----------|-----------|-----------|
| 1—前车架； | 2—振动轮； | 3—振动系统； |
| 4—中心铰接架； | 5—驾驶操纵系统； | 6—转向系统； |
| 7—驾驶室； | 9—后车架； | 10—液压系统； |
| 11—机罩； | 12—后轮驱动； | 13—动力系统； |
| 14—振动轴； | 15—振动器； | 16—固定偏心块； |
| 17—活动偏心块； | 18—挡销。 | |

具体实施方式

图 1 为本实用新型的结构示意图。如图 1 所示, 本实用新型由动力系统 13、振动系统 3、行走系统、用于控制所述振动系统的振动频率和振幅的液压系统 10 和驾驶操纵系统 5 组成, 其中, 行走系统包括后轮驱动 12 和振动轮 2。振动系统 3 和上述行走系统之间通过中心铰接架 4 铰接在一起, 振动系统 3 的振动轮 2 内的偏心轴通过弹性联轴器与振动马达轴相连, 液压系统 10 中的振动泵将高压油输入至振动系统的振动马达, 振动马达带动用于产生强大的激振力的振动轮 2 的偏心轴旋转。由液压系统中的振动泵提供高压油给振动马达, 振动马达带动偏心轴旋转, 从而产生强大的激振力。振动频率和振幅通过液压系统的控制来调节, 以满足不同工况的要求。本实用新型的吨位在大于 26 吨。

上述实施例中, 偏心轴为用于产生非定向或垂直定向激振力的偏心轴。图 2 为产生垂直定向激振力的偏心轴的结构图。如图 2 所示, 产生垂直定向激振力的偏心轴为安装在振动轮 2 上的、具有二个在水平方向上对称配置的振动器 15, 二个振动器 15 的偏心块在同步齿轮的作用下转速相等但旋向相反。当振动轴带动偏心块高速旋转时, 二个偏心块产生的离心力的水平分力相互抵消, 垂直分力相互叠加, 从而形成了纯垂直方向的激振力。图 3 为产生非定向激振力的偏心轴的结构图。产生非定向激振力的偏心轴为安装在振动系统 3 振动轴 14 上的振动器, 振动轴 14 又是振动轮 2 的回转轴。当振动压路机工作时, 振动轴带动偏心块高速旋转而产生离心力, 振动轮在这个离心力的作用下产生圆周运动, 从而产生非定向激振力。

振动系统 3 可为单频单幅振动、双频双幅振动或多频多幅振动。上述单频单幅振动系统包括单频调频机构和单幅调幅机构, 上述单频调频机构为由齿轮泵和齿轮马达组成的开式液压回路, 上述马达输出的转速为固定值, 所以振动频率是单一的、不变的; 上述单幅调幅机构为偏心轴机构且旋转方向不变, 振幅是单一不变的。上述双频双幅振动系统包括双频调频机构和双幅调幅机构, 上述双频调频机构由双向变量柱塞泵和柱塞马达组成的闭式液压

回路，马达的旋转方向和输出的转速都是变化的，马达在双向变量泵的控制下，可实现正转与反转。正转时，让泵的流量为额定流量，马达输出的是高转速；反转时，由于斜盘角度限位块的作用，泵的流量较低，马达输出的是低转速。从而实现了振动频率的双级变化。上述双幅调幅机构由带有固定偏心块 16 的上述振动轴，用于与固定偏心块 16 的作用力相叠加或相抵消的活动偏心块 17 和用于固定活动偏心块 17 于不同位置的挡销 18 构成，改变偏心轴的旋转方向，在挡销的作用下轴上的固定偏心块和活动偏心块或相叠加或相抵消，从而实现了振幅的双级变化。当在高转速时让调幅机构的固定偏心块和活动偏心块相抵消，就是高频小振幅状态；当在低转速时让调幅机构的固定偏心块和活动偏心块相叠加，就是低频大振幅状态。通常的振动压路机具有高、低两个频率挡和大小两个振幅挡。低频大振幅用于压实路基；高频小振幅用于压实路面。当频率在一定范围内无级调节，振幅在一定范围内有级调整就成为多频多幅振动系统。图 4 为固定偏心块与活动偏心块相叠加的结构图。图 5 为固定偏心块与活动偏心块相抵消的结构图。

行走系统为轮胎单驱动机构或为轮胎与振动轮双驱动机构。所述轮胎单驱动机构的振动钢轮为从动轮，该机构的传动路线为发动机传动动力给分动箱，再经液压泵传到液压马达后经减速箱减速后驱动驱动桥带动驱动轮胎运动；所述轮胎与振动轮双驱动机构由所述液压系统的行走泵输出的高压油驱动振动轮中用于行走的液压马达旋转驱动所述振动轮运动。

最后所应说明的是，以上实施例仅用以说明本实用新型的技术方案而非限制，尽管参照较佳实施例对本实用新型进行了详细说明，本领域的普通技术人员应当理解，可以对本实用新型的技术方案进行修改或者等同替换，而不脱离本实用新型技术方案的精神和范围。

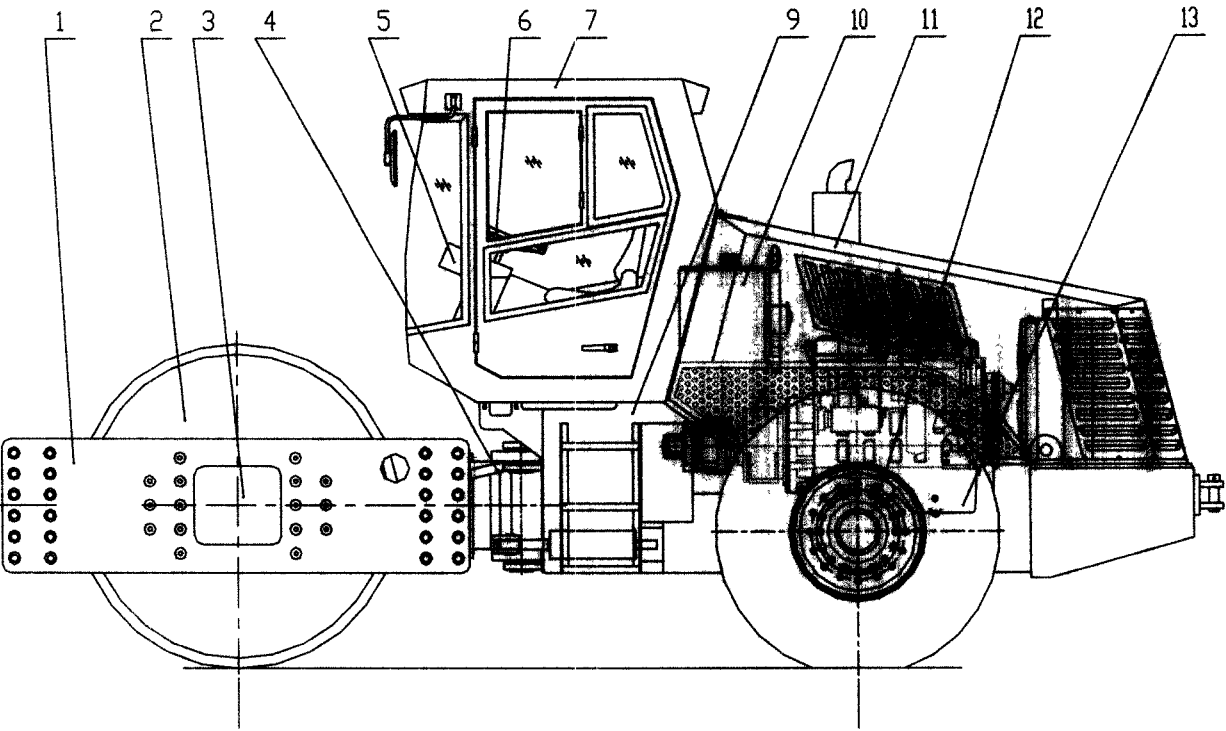


图 1

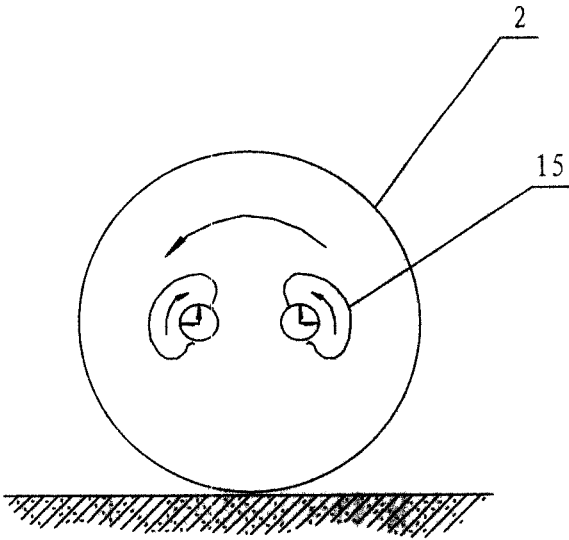


图 2

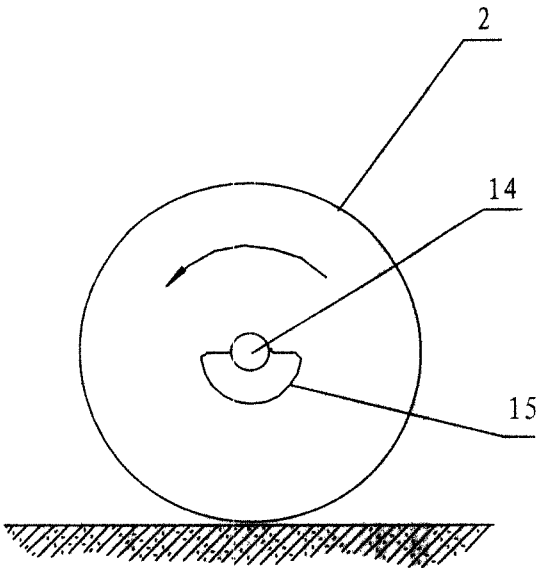


图 3

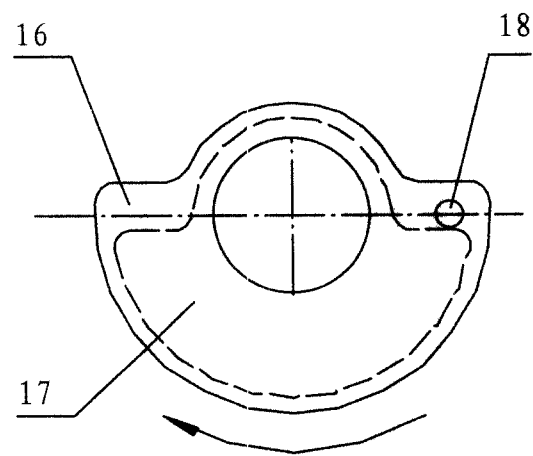


图 4

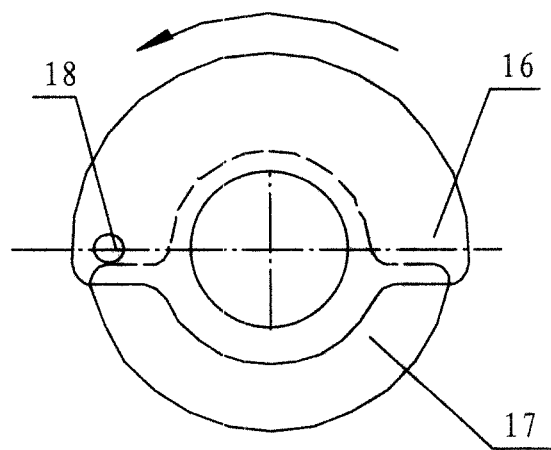


图 5