



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113374022 B

(45) 授权公告日 2022. 08. 02

(21) 申请号 202110452521.0

(22) 申请日 2021.04.26

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113374022 A

(43) 申请公布日 2021.09.10

(73) 专利权人 徐州纳维尔机械制造有限公司
地址 221116 江苏省徐州市铜山区园中路
西、崔庄南路北

(72) 发明人 周连侓 瞿炜炜 张宁 张楚
薄晓楠

(74) 专利代理机构 南京瑞弘专利商标事务所
(普通合伙) 32249
专利代理师 李悦声

(51) Int. Cl.
E02F 9/22 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 103215978 A, 2013.07.24

CN 108240004 A, 2018.07.03

CN 103215979 A, 2013.07.24

US 4193733 A, 1980.03.18

GB 190903399 A, 1909.06.17

CN 112049177 A, 2020.12.08

审查员 肖世椰

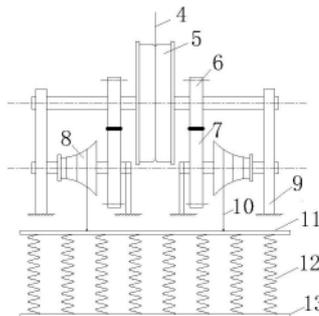
权利要求书3页 说明书7页 附图2页

(54) 发明名称

基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置及工作方法

(57) 摘要

一种基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置及工作方法,适用于挖掘机使用。包括与动臂连接的势能储备装置以及与挖掘机动臂液压缸连接的液压系统;所述势能储备装置设置在上部转台上,势能储备装置包括支架,支架上通过转轴设有大滚筒,大滚筒通过卷绕的细钢丝绳与动臂的拉杆连接,大滚筒两侧设有两个减速器,每个减速器上分别设有变径滚筒,变径滚筒上缠绕有粗钢丝绳,两个变径滚筒通过粗钢丝绳连接有弹簧蓄力装置,当动臂下降使自重的力量被储备在弹簧蓄力装置,当动臂上升时,弹簧蓄能器释放出本力量辅助动臂上升。其结构简单、实施方便、成本低,不需要额外添加液压元件和电动控制系统,避免混合动力单元复杂的能量转换和传递环节。



1. 一种基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置,其特征在于:它包括与动臂(1)连接的势能储备装置以及与挖掘机动臂液压缸(2)连接的液压系统;所述势能储备装置设置在上部转台(14)上,动臂(1)上设有拉杆(3),势能储备装置包括支架(9),支架(9)上通过转轴设有大滚筒(5),大滚筒(5)通过卷绕的细钢丝绳(4)与动臂(1)的拉杆(3)连接,大滚筒(5)两侧设有两个减速器,每个减速器上分别设有变径滚筒(8),所述减速器包括设置在大滚筒(5)两侧的小齿轮(6),以及与小齿轮(6)咬合并与变径滚筒(8)共轴的两个大齿轮(7),两个转轴上的变径滚筒(8)相对设置,变径滚筒(8)上缠绕有粗钢丝绳(10),两个变径滚筒(8)通过粗钢丝绳(10)连接有弹簧蓄力装置,所述的弹簧蓄力装置包括上连接板(11)和下固定板(13),上连接板(11)和下固定板(13)之间设有弹簧组(12),两个变径滚筒(8)上的两根粗钢丝绳(10)与上连接板(11)连接,下固定板(13)与上部转台(14)固定;

所述变径滚筒(8)的直径设计方法具体为:

利用减速器中大齿轮(7)与小齿轮(6)的减速比和大滚筒(5)转角及扭矩的关系计算变径滚筒(8)的转角及扭矩,然后利用粗钢丝绳(10)的伸长量与变径滚筒(8)转角及扭矩之间的关系计算变径滚筒(8)的直径;变径滚筒直径计算公式I如下:

$$\int_0^\theta D(\theta) d\theta = \frac{4}{K} \left(\frac{T(\theta)}{D(\theta)} - \frac{T_0}{D_0} \right) \quad \text{I}$$

式中: $D(\theta)$ 为变径滚筒直径,单位m; θ 为变径滚筒转角,单位弧度; K 为弹簧刚度,单位N/m; T_0 为粗绳产生的初始扭矩,单位N·m; D_0 为变径滚筒初始直径,单位m;

先根据由动臂(1)、动臂液压缸(2)和上部转台(14)组成的挖掘机升降机构的几何参数及负载,导出细钢丝绳(4)长度变化量和拉力的关系,选定大滚筒(5)的直径,得到大滚筒(5)转角与扭矩的关系,再选定减速器的减速比,得到变径滚筒(8)的转角与扭矩的关系 $D(\theta)$ 、粗绳产生的初始扭矩 T_0 ,再选定弹簧刚度 K 和变径滚筒初始直径 D_0 ,代入式I求得:

$$D=f(\theta) \quad \text{II}$$

如果无法通过上述方法得到变径滚筒直径和转角的关系,可以在挖掘机测量得到细钢丝绳(4)长度变化量和拉力的关系表,用下面的公式计算变径滚筒直径和转角的关系:

$$D_i = \frac{-(4T_0 + KD_0 L_i) + \sqrt{(4T_0 + KD_0 L_i)^2 + 16K\Delta\theta_i D_0^2 T_i}}{2K\Delta\theta_i D_0} \quad \text{III}$$

式中: $\Delta\theta_i$ 为所求点变径滚筒转角增量; T_i 为所求点变径滚筒扭矩; $L_i = \sum_{j=1}^{i-1} \Delta\theta_j D_j$, L_i 为粗绳长度变化量的累加量。

2. 根据权利要求1所述的基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置,其特征在于:所述的液压系统包括:变量泵(20)、单向阀(21)、比例换向阀(22)、上腔过载补油阀(23)、下腔过载补油阀(24)、动臂锁定阀(25)、液控换向阀(26)和辅助泵(27)、上升先导控制阀(28)和下降先导控制阀(29);其中动臂液压缸(2)的活塞杆腔通过管路分别与上腔过载补油阀(23)以及比例换向阀(22)的d口连接,动臂液压缸(2)的活塞腔通过管路分别与下腔过载补油阀(24)和动臂锁定阀(25)相连接,上腔过载补油阀(23)和下腔过载补油阀(24)的另一端与油箱连接,动臂锁定阀(25)通过三通分别与液控换向阀(26)和比例换向阀(22)的e口连接,液控换向阀(26)连接油箱,比例换向阀(22)的a口和f口连接油箱,与油箱连接的变量泵(20)的输出端通过三通分为两支,一支通过单向阀(21)与比例换向阀(22)的b口连接,另一支直接比例换向阀(22)的c口连接;所述辅助泵(27)分别与上升先导控制阀(28)和下降先

导控制阀 (29) 连接, 上升先导控制阀 (28) 和下降先导控制阀 (29) 通过管路与油箱相连; 上升先导控制阀 (28) 的出口控制信号 xBmA 与比例换向阀 (22) 的右控制端连接, 下降先导控制阀 (29) 的出口控制信号 xBmB 分别与比例换向阀 (22) 的左控制端以及液控换向阀 (26) 的控制端相连。

3. 根据权利要求1所述的基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置, 其特征在于弹簧组 (12) 的要求需要满足: 弹簧组 (12) 使用的弹簧材料为碳素弹簧钢, 选用簧丝直径 18mm, 中径 120mm 的弹簧, 该弹簧工作极限 $P_j = 11529\text{N}$, 极限下单圈变形 $f_j = 19.46\text{mm}$;

弹簧组 (12) 的位置预计长 2.5m, 宽 1.5m, 根据弹簧中径计算, 可以放置 12 行 \times 20 列 = 240 个弹簧; 由此得出每个弹簧上最大拉力 $F_{\max} = 2175800/240 = 9066\text{N} < 11529\text{N}$;

弹簧各参数之间的关系式如下:

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad \text{IV}$$

$$n = \frac{GX_{\max}d^4}{8F_{\max}D^3} \quad \text{V}$$

式IV为弹簧刚度计算公式, 式V为弹簧有效圈数计算公式; 其中: G为弹簧材料切变模量, 碳素钢 $G = 7.9 \times 10^4 \text{MPa} = 7.9 \times 10^{10} \text{Pa}$; d为弹簧丝直径, 单位m; D为弹簧中径, 单位m; n为弹簧有效圈数;

利用式V, 可得弹簧有效圈数 $n = (7.9 \times 10^{10} \times 0.989 \times 0.018^4) / (8 \times 9066 \times 0.12^3) = 65.4$, 根据标准取有效圈数 $n = 65$, 则极限载荷下的变形量 $F_j = f_j \cdot n \times 0.8 = 19.46 \times 65 \times 0.8 = 1011.92\text{mm}$, 该值大于所需的最大伸长量, 符合设计需要; 各参数代入式IV得到每个弹簧刚度 $K = (7.9 \times 10^{10} \times 0.018^4) / (8 \times 0.12^3 \times 65) = 9229\text{N/m}$ 。

4. 一种使用上述权利要求1-3所述任一权利要求所述挖掘机动臂势能回收及再利用节能装置的工作方法, 其特征在于包括:

当动臂下降时, 重力势能转换为弹簧组 (12) 的弹性势能存储过程:

扳动操纵手柄使先导控制阀 (29) 输出控制信号 xBmB 进入比例换向阀 (22) 阀芯左端, 比例换向阀 (22) 换向到左位, 变量泵 ((20)) 输出的高压油经单向阀 21 和比例换向阀 22 进入动臂液压缸 (2) 的活塞杆腔, 动臂液压缸 (2) 活塞杆缩入动臂 (1) 下降;

随后, 动臂 (1) 在重力作用下下降, 拉杆 3 带着细钢丝绳 (4) 使得大滚筒 (5) 顺时针旋转, 减速器的小齿轮 (6) 随之转动, 小齿轮 (6) 带动大齿轮 (7) 转动, 与大齿轮 (7) 同轴的变径滚筒 (8) 随之旋转, 粗钢丝绳 (10) 缠绕在变径滚筒上, 带着上连接板 (11) 上升, 弹簧组 (12) 被拉长, 被拉长的弹簧组 (12) 由于发生弹性形变, 具有弹性势能, 此弹性势能即挖掘机动臂 (1) 的重力势能转换而来; 与此同时, 由于在下降过程中, 弹簧组 (12) 拉着变径滚筒 (8), 大滚筒 (5) 又通过细钢丝绳 (4) 拉着动臂下降, 则动臂液压缸 (2) 的下腔压力比原来低, 则经比例换向阀 (22) 节流后产生的热能减少, 缓解油温升高, 进而减小挖掘机散热器的功率;

当动臂上升时, 弹簧组 (12) 的弹性势能释放再利用过程:

扳动操纵手柄使先导控制阀 (28) 输出控制信号 xBmA 进入比例换向阀 (22) 阀芯右端, 比例换向阀 (22) 换向到右位, 变量泵 (20) 输出的高压油经单向阀 (21) 和比例换向阀 (22) 进入动臂锁定阀 (25), 顶开动臂锁定阀 (25) 阀芯, 油液从动臂锁定阀 (25) 流出, 最后进入动臂液压缸 (2) 的活塞腔, 动臂液压缸 (2) 活塞杆伸出动臂上升; 随后, 大滚筒 (5) 逆时针旋转, 缠绕

收回细钢丝绳(4),与此同时,在减速器中的大齿轮(7)带动小齿轮(6),变径滚筒(8)随之旋转,缠绕着的粗钢丝绳(10)被拉出释放,被拉伸的弹簧组(12)开始恢复原长,释放储存的弹性势能,粗钢丝绳(10)被向下拽,助力动臂(1)上升。

基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置及工作方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置及工作方法,尤其适用于 液压工程中使用,属于液压传动与控制领域。

背景技术

[0002] 随着经济的不断发展以及工业化水平的快速提高,资源开发、铁路建设等重大项目的数量都在不断增加,这都促进了我国工程机械行业的快速发展。液压挖掘机作为一种重要的工程机械,已被广泛应用在工业生产、交通运输、矿山开采、基础设施建设等许多领域。

[0003] 传统液压挖掘机通常以柴油机为动力进行驱动,其存在能耗高、能量利用率低、尾气排放大、对环境污染较为严重等问题。而且,传统液压挖掘机发动机输出的能量大约只有20% 利用于工作装置、行走系统及回转系统的液压缸、液压马达等执行件,而大部分能量在动臂下降过程中以热能的形式耗散在节流阀口,这造成了很大的能量损失,并且容易引起系统发热,影响系统的稳定性。

[0004] 在挖掘机的可回收能量中,动臂液压缸可回收能量占有很大比例,因此对挖掘机动臂下降势能回收再利用研究,是提高挖掘机效率的重要一步,同时,对节能减排、保护环境 也具有着重要意义。

[0005] 对于挖掘机动臂势能的回收,现在主要有液压式、电力式以及两者混合式回收,但这些 现有的方法对原系统改动大,需要添加一些液压元件及储能元件,过程较为复杂,操作性不 高,且成本较高,在一定程度上限制了其实际应用。

[0006] 液压挖掘机在作业过程中动臂提升和下落频繁,在没有势能回收装置的系统中,动臂的 势能通过节流调速等转化为热能,不仅浪费能量还会使液压油的品质变差,影响整个系统的 动态特性。为提高液压挖掘机的能量利用效率,减轻能源消耗和环境污染问题,本发明提出 一种基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂势能回收和再利用节能装置,利用两个大小不同的 滚筒,随着变径滚筒直径的不断变化,使粗钢丝绳上的力与细钢丝绳上的力相匹配,助力挖 掘机动臂下降与上升,最终最大限度回收再利用动臂下降势能。目前大多数对动臂下降势能 的研究都集中在电力式能量回收系统的研发和液压二次元件的利用两个方面,这两方面内容 都存在各自的缺点,电力式能量回收系统的问题在于在势能回收回路中,动臂的运动性能不 理想,而且该过程涉及到太多复杂的能量转换环节,会有一定的能量损失,同时此系统的价 格较为昂贵;利用液压二次元件进行能量回收的主要缺陷在于其稳定性和控制性能不够高, 而且二次元件的成本较高,动态响应较慢,还需要对能量回收系统进行改进、优化,制定相 应的控制策略,以改善系统动态响应速率。

发明内容

[0007] 针对上述技术的不足之处,提供一种结构简单、实施方便、成本低,不需要额外添 加液 压元件和电动控制系统,避免混合动力单元复杂的能量转换和传递环节,液压油在节

流阀口 和流经管路时损耗小的基于气缸和变径滚筒的基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置 及工作方法。

[0008] 为实现上述技术目的,本发明的基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置,包括与 动臂连接的势能储备装置以及与挖掘机动臂液压缸连接的液压系统;所述势能储备装置设置 在上部转台上,势能储备装置包括支架,支架上通过转轴设有大滚筒,大滚筒通过卷绕的细 钢丝绳与动臂的拉杆连接,大滚筒两侧设有两个减速器,每个减速器上分别设有变径滚筒, 所述减速器包括设置在大滚筒两侧的小齿轮,以及与小齿轮咬合并与变径滚筒共轴的两个大 齿轮,两个转轴b上的变径滚筒相对设置,变径滚筒上缠绕有粗钢丝绳,两个变径滚筒通过 粗钢丝绳连接有弹簧蓄力装置,所述的弹簧蓄力装置包括上连接板和下固定板,上连接板和 下固定板之间设有弹簧组,所述两根粗钢丝绳与上连接板连接,下固定板与上部转台固定。

[0009] 所述的液压系统包括:变量泵、单向阀、比例换向阀、上腔过载补油阀、下腔过载补油 阀、动臂锁定阀、液控换向阀和辅助泵、上升先导控制阀和下降先导控制阀;其中动臂液 压 缸的活塞杆腔通过管路分别与上腔过载补油阀以及比例换向阀的d口连接,动臂液压缸的活 塞腔通过管路分别与下腔过载补油阀和动臂锁定阀相连接,上腔过载补油阀和下腔 过载补油 阀的另一端与油箱连接,动臂锁定阀通过三通分别与液控换向阀和比例换向阀 的e口连接,液控换向阀连接油箱,比例换向阀的a口和f口连接油箱,与油箱连接的变量泵 的输出端通 过三通分为两支,一支通过单向阀与比例换向阀的b口连接,另一支直接比例 换向阀的c口 连接;所述辅助泵分别与上升先导控制阀和下降先导控制阀连接,上升先 导控制阀和下降先 导控制阀通过管路与油箱相连;上升先导控制阀的出口控制信号xBmA与 比例换向阀的右控 制端连接,下降先导控制阀的出口控制信号xBmB分别与比例换向阀的 左控制端以及液控换 向阀的控制端相连。

[0010] 所述变径滚筒的直径设计方法具体为:

[0011] 利用减速器中大齿轮与小齿轮的减速比和大滚筒转角及扭矩的关系计算变径滚 筒的转角 及扭矩,然后利用粗钢丝绳的伸长量与变径滚筒转角及扭矩之间的关系计算变 径滚筒的直径;变径滚筒直径计算公式I如下:

$$[0012] \quad \int_0^\theta D(\theta) d\theta = \frac{4}{K} \left(\frac{T(\theta)}{D(\theta)} - \frac{T_0}{D_0} \right) \quad \text{I}$$

[0013] 式中:D(θ)为变径滚筒直径,单位m; θ 为变径滚筒转角,单位弧度;K为弹簧刚度,单 位N/m; T_0 为粗绳产生的初始扭矩,单位N·m; D_0 为变径滚筒初始直径,单位m;

[0014] 先根据由动臂、动臂液压缸和上部转台等组成的挖掘机升降机构的几何参数及负 载,导 出细钢丝绳长度变化量和拉力的关系,选定大滚筒的直径,得到大滚筒转角与扭矩 的关系,再选定减速器的减速比,得到变径滚筒的转角与扭矩的关系D(θ)、粗绳产生的初 始扭矩 T_0 ,再选定弹簧刚度K和变径滚筒初始直径 D_0 ,代入式I求得:

$$[0015] \quad D=f(\theta) \quad \text{II}$$

[0016] 如果无法通过上述方法得到变径滚筒直径和转角的关系,可以在挖掘机测量得到 细钢丝 绳长度变化量和拉力的关系表,用下面的公式计算变径滚筒直径和转角的关系:

$$[0017] \quad D_i = \frac{-(4T_0+KD_0L_i) + \sqrt{(4T_0+KD_0L_i)^2 + 16K\Delta\theta_i D_0^2 T_i}}{2K\Delta\theta_i D_0} \quad \text{III}$$

[0018] 式中: $\Delta\theta_i$ 为所求点变径滚筒转角增量; T_i 为所求点变径滚筒扭矩; L_i 为粗绳长度

变化量的累加量, $L_i = \sum_{j=1}^{i-1} \Delta\theta_j D_j$ 。

[0019] 弹簧组的要求需要满足:弹簧组使用的弹簧材料为碳素弹簧钢,选用簧丝直径18mm,中径120mm的弹簧,该弹簧工作极限 $P_j=11529\text{N}$,极限下单圈变形 $f_j=19.46\text{mm}$ 。

[0020] 弹簧组的位置预计长2.5m,宽1.5m,根据弹簧中径计算,可以放置12行 \times 20列=240个弹簧。由此得出每个弹簧上最大拉力 $F_{\max}=2175800/240=9066\text{N}<11529\text{N}$;

[0021] 弹簧各参数之间的关系式如下:

$$[0022] \quad K = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad \text{IV}$$

$$[0023] \quad n = \frac{GX_{\max}d^4}{8F_{\max}D^3} \quad \text{V}$$

[0024] 式IV为弹簧刚度计算公式,式V为弹簧有效圈数计算公式。其中:G为弹簧材料切变模量,碳素钢 $G=7.9 \times 10^4\text{MPa}=7.9 \times 10^{10}\text{Pa}$;d为簧丝直径,单位m;D为弹簧中径,单位m;n为弹簧有效圈数;

[0025] 利用式V,可得弹簧有效圈数 $n = (7.9 \times 10^{10} \times 0.989 \times 0.018^4) / (8 \times 9066 \times 0.12^3) = 65.4$,根据标准取有效圈数 $n=65$,则极限载荷下的变形量 $F_j = f_j \cdot n \times 0.8 = 19.46 \times 65 \times 0.8 = 1011.92\text{mm}$,该值大于所需的最大伸长量,符合设计需要;各参数代入式IV得到每个弹簧刚度 $K = (7.9 \times 10^{10} \times 0.018^4) / (8 \times 0.12^3 \times 65) = 9229\text{N/m}$ 。

[0026] 一种所述挖掘机动臂势能回收及再利用节能装置的工作方法,步骤为:

[0027] 当动臂下降时,重力势能转换为弹簧组的弹性势能存储过程:

[0028] 扳动操纵手柄使先导控制阀输出控制信号x_{BmB}进入比例换向阀阀芯左端,比例换向阀换向到左位,变量泵20输出的高压油经单向阀21和比例换向阀22进入动臂油缸的活塞杆腔,动臂液压缸活塞杆缩入动臂下降;

[0029] 随后,动臂在重力作用下下降,拉杆3带着细钢丝绳使得大滚筒顺时针旋转,减速器的小齿轮随之转动,小齿轮带动大齿轮转动,与大齿轮同轴的变径滚筒随之旋转,粗钢丝绳缠绕在变径滚筒上,带着上连接板上升,弹簧组被拉长,被拉长的弹簧组由于发生弹性形变,具有弹性势能,此弹性势能即挖掘机动臂的重力势能转换而来;与此同时,由于在下降过程中,弹簧组拉着变径滚筒,大滚筒又通过细钢丝绳拉着动臂下降,则动臂液压缸的下腔压力比原来低了很多,则经比例换向阀节流后产生的热能减少,缓解油温升高,进而减小挖掘机散热器的功率。

[0030] 当动臂上升时,弹簧组12的弹性势能释放再利用过程:

[0031] 扳动操纵手柄使先导控制阀输出控制信号x_{BmA}进入比例换向阀阀芯右端,比例换向阀换向到右位,变量泵输出的高压油经单向阀和比例换向阀进入动臂锁定阀,顶开动臂锁定阀阀芯,油液从锁定阀流出,最后进入动臂液压缸的活塞腔,动臂液压缸活塞杆伸出动臂上升;随后,大滚筒逆时针旋转,缠绕收回细钢丝绳,与此同时,在减速器中的大齿轮带动小齿轮,变径滚筒随之旋转,缠绕着的粗钢丝绳被拉出释放,被拉伸的弹簧组开始恢复原长,释放储存的弹性势能,粗钢丝绳被向下拽,助力动臂上升,挖掘机液压系统需要供给动臂液压缸的液压油压力比原来低得多,减少了发动机的燃油消耗,从而实现节能减排的目的。

[0032] 有益效果:

[0033] 本发明中挖掘机动臂下降时,由于弹簧拉着滚筒,滚筒又通过细钢丝绳拉着动臂下降,动臂油缸下腔压力比原来低了很多,则经比例换向阀节流后产生的热能减少,从而起到节能效果。动臂下降过程中,细钢丝绳带着大滚筒旋转,减速器小齿轮带动大齿轮转动,变径滚筒旋转。随着变径滚筒直径的改变,两钢丝绳上的力达到一个平衡,使挖掘机动臂正常下降。此过程中,粗钢丝绳缠绕在变径滚筒上,带动弹簧被拉长,将动臂下降的势能转换为弹性势能存储在弹簧中。

[0034] 挖掘机动臂上升时,大滚筒旋转,缠绕收回细钢丝绳,弹簧逐渐恢复原长,粗钢丝绳被向下拽,从变径滚筒上拉出释放,回收的弹性势能被转化为动臂的势能,助力动臂上升,挖掘机液压系统供给动臂液压缸的液压油压力比原来低得多,减小了发动机的功率和燃油量,达到节能减排的效果。

[0035] 本发明采用的基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂势能回收和再利用方案与现有挖掘机动臂势能回收再利用装置相比,不需要额外添加液压元件和电动控制系统,减少了液压油流经管路及元件时的损耗,也避免了复杂的能量转换环节,系统响应速率较快。这种方案结构简单、成本较低;在一定程度上减少了挖掘机的油耗,缓解了因油温升高造成的系统发热情况,提高了液压系统效率,从而起到节能减排、保护环境的效果。

附图说明

[0036] 图1为挖掘机动臂节能装置安装示意图;

[0037] 图2为节能装置机械结构示意图;

[0038] 图3为本发明的驱动动臂升降的液压系统原理图。

[0039] 图中:1、动臂;2、动臂液压缸;3、拉杆;4、细钢丝绳;5、大滚筒;6、小齿轮;7、大齿轮;8、变径滚筒;9、支架;10、粗钢丝绳;11、上连接板;12、弹簧组;13、下固定板;14、上部转台。20、变量泵;21、单向阀;22、比例换向阀;23、上腔过载补油阀;24、下腔过载补油阀;25、动臂锁定阀;26、液控换向阀;27、辅助泵;28、上升先导控制阀;29、下降先导控制阀

具体实施方式

[0040] 为了更充分的解释本发明,下面结合附图和具体实施方式对本发明进行详细说明。

[0041] 如图1和图2所示,本发明的基于弹簧组和变径滚筒的挖掘机动臂节能装置,包括与动臂1连接的势能储备装置以及与挖掘机动臂液压缸2连接的液压系统;所述势能储备装置设置在上部转台14上,势能储备装置包括支架9,支架9上通过转轴设有大滚筒5,大滚筒5通过卷绕的细钢丝绳4与动臂1的拉杆3连接,大滚筒5两侧设有两个减速器,每个减速器上分别设有变径滚筒8,所述减速器包括设置在大滚筒5两侧的小齿轮6,以及与小齿轮6咬合并与变径滚筒8共轴的两个大齿轮7,两个转轴b上的变径滚筒8相对设置,变径滚筒8上缠绕有粗钢丝绳10,两个变径滚筒8通过粗钢丝绳10连接有弹簧蓄力装置,所述的弹簧蓄力装置包括上连接板11和下固定板13,上连接板11和下固定板13之间设有弹簧组12,所述两根粗钢丝绳10与上连接板11连接,固定板13与上部转台14固定。

[0042] 如图3所示,液压系统包括:变量泵20、单向阀21、比例换向阀22、上腔过载补油阀

23、下腔过载补油阀24、动臂锁定阀25、液控换向阀26和辅助泵27、上升先导控制阀28 和下降先导控制阀29；其中动臂液压缸2的活塞杆腔通过管路分别与上腔过载补油阀23以及比例换向阀22的d口连接，动臂液压缸2的活塞腔通过管路分别与下腔过载补油阀24和动臂锁定阀25相连接，上腔过载补油阀23和下腔过载补油阀24的另一端与油箱连接，动臂锁定阀25通过三通分别与液控换向阀26和比例换向阀22的e口连接，液控换向阀26连接油箱，比例换向阀22的a口和f口连接油箱，与油箱连接的变量泵20的输出端通过三通分为两支，一支通过单向阀21与比例换向阀22的b口连接，另一支直接比例换向阀22的c口连接；所述辅助泵27分别与上升先导控制阀28和下降先导控制阀29连接，上升先导控制阀28和下降先导控制阀29通过管路与油箱相连；上升先导控制阀28的出口控制信号xBmA与比例换向阀22的右控制端连接，下降先导控制阀29的出口控制信号xBmB分别与比例换向阀22的左控制端以及液控换向阀26的控制端相连。

[0043] 所述变径滚筒8的直径设计方法具体为：

[0044] 利用减速器中大齿轮7与小齿轮6的减速比和大滚筒8转角及扭矩的关系计算变径滚筒10的转角及扭矩，然后利用粗钢丝绳10的伸长量与变径滚筒8转角及扭矩之间的关系计算变径滚筒8的直径；变径滚筒直径计算公式I如下：

$$[0045] \quad \int_0^\theta D(\theta) d\theta = \frac{4}{K} \left(\frac{T(\theta)}{D(\theta)} - \frac{T_0}{D_0} \right) \quad \text{I}$$

[0046] 式中： $D(\theta)$ 为变径滚筒直径，单位m； θ 为变径滚筒转角，单位弧度； K 为弹簧刚度，单位N/m； T_0 为粗绳产生的初始扭矩，单位N·m； D_0 为变径滚筒初始直径，单位m；

[0047] 先根据由动臂1、动臂液压缸2和上部转台14等组成的挖掘机升降机构的几何参数及负载，导出细钢丝绳4长度变化量和拉力的关系，选定大滚筒5的直径，得到大滚筒5转角与扭矩的关系，再选定减速器的减速比，得到变径滚筒8的转角与扭矩的关系 $D(\theta)$ 、粗绳产生的初始扭矩 T_0 ，再选定弹簧刚度 K 和变径滚筒初始直径 D_0 ，代入式I求得：

$$[0048] \quad D=f(\theta) \quad \text{II}$$

[0049] 如果无法通过上述方法得到变径滚筒直径和转角的关系，可以在挖掘机测量得到细钢丝绳4长度变化量和拉力的关系表，用下面的公式计算变径滚筒直径和转角的关系：

$$[0050] \quad D_i = \frac{-(4T_0 + KD_0L_i) + \sqrt{(4T_0 + KD_0L_i)^2 + 16K\Delta\theta_i D_0^2 T_i}}{2K\Delta\theta_i D_0} \quad \text{III}$$

[0051] 式中： $\Delta\theta_i$ 为所求点变径滚筒转角增量； T_i 为所求点变径滚筒扭矩； L_i 为粗绳长度变化量的累加量， $L_i = \sum_{j=1}^{i-1} \Delta\theta_j D_j$ 。

[0052] 作为一种方案实例，对某21T中型挖掘机升降过程中细钢丝绳4长度变化量和拉力进行测量，得到表1中的列5细绳长度变化量和列12拉力数据。选用大滚筒直径为400mm，弹簧组刚度为 2.2×10^6 N/m，减速器减速比为5.0，动臂整体重力为60kN，假定变径滚筒初始直径为200mm。

[0053] 本案例中细钢丝绳拉力初始值为59.82kN，则大滚筒的初始扭矩 $59.82 \times 400/2 = 11964$ N·m，为使动臂在重力作用下能够顺利下降，弹簧产生的扭矩需要小于动臂产生的扭矩，所以变径滚筒初始扭矩 $0.9 \times 11964 \times 5.0 = 53838$ N·m；

[0054] 测量得到的细钢丝绳初长为283mm，当动臂下降，细钢丝绳拉伸至524mm时，细钢丝绳上拉力为65.12kN，则大滚筒扭矩 $65.12 \times 400/2 = 13024$ N·m，变径滚筒扭矩 0.9×13024

×5.0=58608N·m,大滚筒转角增量360°×(524-283)/(π×400)=69°,变径滚筒转角增量(69°/5)×(π/180°)=0.241rad;

[0055] 将上述参数代入由粗钢丝绳伸长量与变径滚筒转角及转矩得到的关系式中,可在细绳长524mm时,变径滚筒直径:

[0056] (2×√53838²+2.2×10⁶×0.241×58608×0.2²-2×53838)/(2.2×10⁶×0.2×0.241)=0.198m=198mm;

[0057] 随着动臂的下降,细钢丝绳被不断拉出伸长,粗钢丝绳一圈圈缠绕在变径滚筒上,在每一个下降点都可以按照上述步骤,利用粗绳长度变化量的累加量、滚筒转矩、滚筒转角增量、弹簧组刚度以及变径滚筒初始转矩、初始直径组成的关系式来计算变径滚筒的直径。

[0058] 本案例通过编程迭代计算得到的变径滚筒直径和转角的具体数据如表1最后三列所示。用这组数据可以加工出来变径滚筒。

[0059] 表1变径滚筒计算表

Table with 23 columns: 动臂角度, 细绳长, 细绳相对长度, 细绳长度变化量, 大滚筒直径, 大滚筒转角增量, 大滚筒转矩, 重力臂, 重力, 细绳拉力, 细绳拉力臂, 大滚筒转矩, 减速比, 变径滚筒转角增量, 变径滚筒转角, 变径滚筒转角, 变径滚筒转矩, 变径滚筒刚度, 变径滚筒直径, 变径滚筒直径变化量, 粗绳长度, 粗绳长度变化量.

[0060]

[0061] 根据表1得到的数据,可以计算出弹簧在各工作点处的拉力和伸长量。根据表1最后一列的粗绳长度可得弹簧的最大伸长量X_max=989mm=0.989m,则弹簧组的最大拉力为2.2×10⁶×0.989=2175800N。弹簧组12的要求需要满足:弹簧组12使用的弹簧材料为碳素弹簧钢,选用簧丝直径18mm,中径120mm的弹簧,该弹簧工作极限P_j=11529N,极限下单圈变形f_j=19.46mm。

[0062] 弹簧组12的位置预计长2.5m,宽1.5m,根据弹簧中径计算,可以放置12行×20列=240个弹簧。由此得出每个弹簧上最大拉力F_max=2175800/240=9066N<11529N;

[0063] 弹簧各参数之间的关系式如下:

[0064] K = Gd⁴ / (8D³n) IV

[0065] n = GX_maxd⁴ / (8F_maxD³) V

[0066] 式IV为弹簧刚度计算公式,式V为弹簧有效圈数计算公式。其中:G为弹簧材料切变

模量, 碳素钢 $G=7.9 \times 10^4 \text{MPa}=7.9 \times 10^{10} \text{Pa}$; d 为弹簧丝直径(m); D 为弹簧中径(m); n 为弹簧有效圈数;

[0067] 利用式V, 可得弹簧有效圈数 $n=7.9 \times 10^{10} \times 0.989 \times 0.018^4 / 8 \times 9066 \times 0.12^3 = 65.4$, 根据标准取有效圈数 $n=65$, 则极限载荷下的变形量

[0068] $F_j = f_j \cdot n \times 0.8 = 19.46 \times 65 \times 0.8 = 1011.92 \text{mm}$, 该值大于所需的最大伸长量, 符合设计要求; 各参数代入式IV得到每个弹簧刚度 $K=7.9 \times 10^{10} \times 0.018^4 / 8 \times 0.12^3 \times 65 = 9229 \text{N/m}$ 。

[0069] 综上所述, 本发明的节能装置能将挖掘机动臂下降过程中的重力势能转换为弹簧的弹性势能存储起来, 在挖掘机动臂举升时, 将弹簧的弹性势能释放出来, 助力动臂上升。减少了挖掘机动臂下降时液压油经比例换向阀产生的节流损失, 提高了液压系统的工作效率, 同时减少油耗, 真正起到了节能减排的效果。

[0070] 一种使用上述任一权利要求所述挖掘机动臂势能回收及再利用节能装置的工作方法, 其特征在于包括:

[0071] 当动臂下降时, 重力势能转换为弹簧组12的弹性势能存储过程:

[0072] 扳动操纵手柄使先导控制阀29输出控制信号 x_{BmB} 进入比例换向阀22阀芯左端, 比例换向阀22换向到左位, 变量泵20输出的高压油经单向阀21和比例换向阀22进入动臂油缸2的活塞杆腔, 动臂液压缸2活塞杆缩入动臂1下降;

[0073] 随后, 动臂1在重力作用下下降, 拉杆3带着细钢丝绳4使得大滚筒5顺时针旋转, 减速器的小齿轮6随之转动, 小齿轮6带动大齿轮7转动, 与大齿轮7同轴的变径滚筒8随之旋转, 粗钢丝绳10缠绕在变径滚筒上, 带着上连接板11上升, 弹簧组12被拉长, 被拉长的弹簧组12由于发生弹性形变, 具有弹性势能, 此弹性势能即挖掘机动臂1的重力势能转换而来; 与此同时, 由于在下降过程中, 弹簧组12拉着变径滚筒8, 大滚筒5又通过细钢丝绳4拉着动臂下降, 则动臂液压缸2的下腔压力比原来低了很多, 则经比例换向阀22节流后产生的热能减少, 缓解油温升高, 进而减小挖掘机散热器的功率。

[0074] 当动臂上升时, 弹簧组12的弹性势能释放再利用过程:

[0075] 扳动操纵手柄使先导控制阀28输出控制信号 x_{BmA} 进入比例换向阀22阀芯右端, 比例换向阀22换向到右位, 变量泵20输出的高压油经单向阀21和比例换向阀22进入动臂锁定阀25, 顶开动臂锁定阀25阀芯, 油液从锁定阀25流出, 最后进入动臂液压缸2的活塞腔, 动臂液压缸2活塞杆伸出动臂上升; 随后, 大滚筒5逆时针旋转, 缠绕收回细钢丝绳4, 与此同时, 在减速器中的大齿轮7带动小齿轮6, 变径滚筒8随之旋转, 缠绕着的粗钢丝绳10被拉出释放, 被拉伸的弹簧组12开始恢复原长, 释放储存的弹性势能, 粗钢丝绳10被向下拽, 助力动臂1上升, 挖掘机液压系统需要供给动臂液压缸2的液压油压力比原来低得多, 减少了发动机的燃油消耗, 从而实现节能减排的目的。

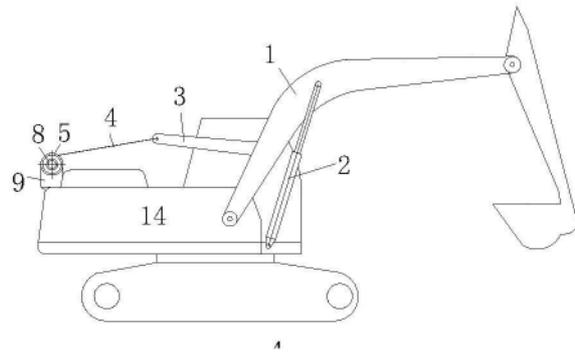


图1

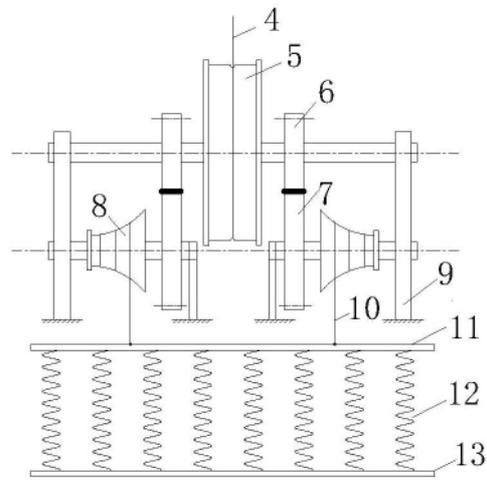


图2

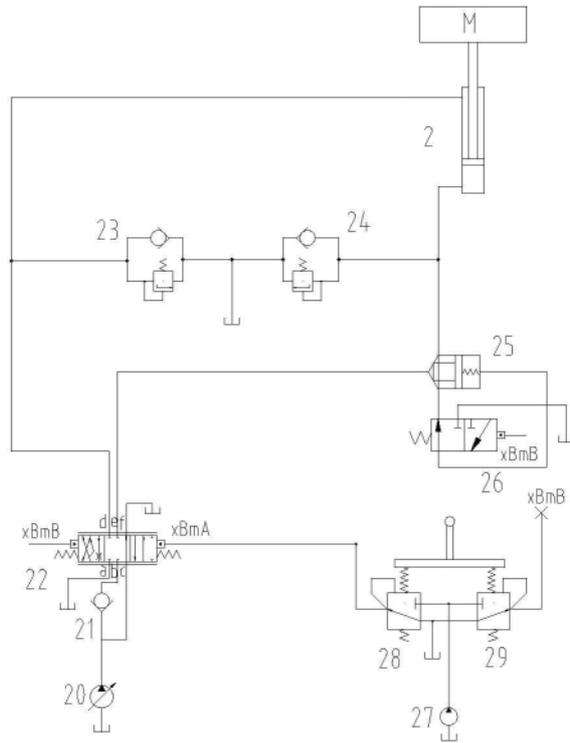


图3