



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102912821 B

(45) 授权公告日 2014. 12. 17

(21) 申请号 201210128661. 3

(22) 申请日 2012. 04. 27

(73) 专利权人 华侨大学

地址 362000 福建省泉州市丰泽区城东华侨大学

(72) 发明人 林添良

(74) 专利代理机构 泉州市文华专利代理有限公司 35205

代理人 车世伟

(51) Int. Cl.

E02F 9/20 (2006. 01)

E02F 9/22 (2006. 01)

E02F 3/42 (2006. 01)

(56) 对比文件

CN 202787369 U, 2013. 03. 13,

CN 102418354 A, 2012. 04. 18,

CN 201825036 U, 2011. 05. 11,

WO 2009084673 A1, 2009. 07. 09,

JP 2006349093 A, 2006. 12. 28,

US 7980073 B2, 2011. 07. 19,

KR 20090111964 A, 2009. 10. 28,

审查员 万莎

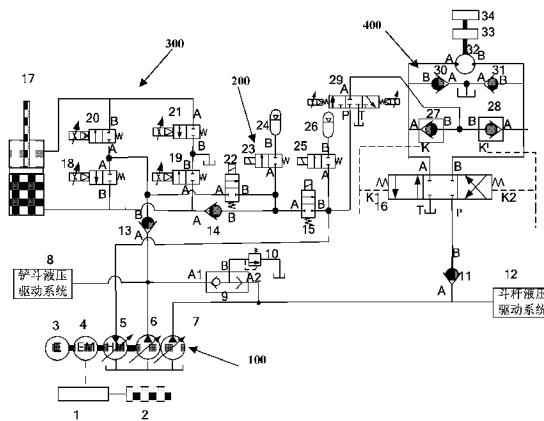
权利要求书2页 说明书9页 附图1页

(54) 发明名称

一种液压挖掘节能系统

(57) 摘要

本发明公开一种液压挖掘节能系统,其包括动臂驱动油缸和上车机构,还包括油电液混合驱动系统、液压蓄能器控制单元、动臂驱动油缸液压控制单元、上车机构液压控制单元、第一单向阀、第二单向阀、第三单向阀、第一液压蓄能器以及第二液压蓄能器,本发明在动力系统方面综合了油电混合动力系统和液压混合动力系统的优点,可以同时满足负载对功率密度高和能量密度高的要求,在能量回收和再利用方面遵循了能量转化环节最小原则,并且动力系统和能量回收系统共用液压蓄能器和蓄电池,籍此,既能提高发动机工作效率,又可降低能量回收系统中的能耗损耗,同时不影响发动机的稳定工作。



CN 102912821 B

1. 一种液压挖掘节能系统,其包括动臂驱动油缸(17)和上车机构(34),其特征在于:还包括油电液混合驱动系统(100)、液压蓄能器控制单元(200)、动臂驱动油缸液压控制单元(300)、上车机构液压控制单元(400)、第一单向阀(11)、第二单向阀(13)、第三单向阀(14)、第一液压蓄能器(24)以及第二液压蓄能器(26);

所述的油电液混合驱动系统(100)包括同轴机械传动连接的发动机(3)、电动/发电机(4)和变量马达(5)、第一变量泵(6)和第二变量泵(7);

所述的液压蓄能器控制单元(200)包括第一电磁换向阀(15)、第二电磁换向阀(22)、第三电磁换向阀(23)、第四电磁换向阀(25);前述第一液压蓄能器(24)接第三电磁换向阀(23)油口B,第三电磁换向阀(23)的油口A分为三路:第一路接第一电磁换向阀(15)的油口A,第二路接第三单向阀(14)的油口B,第三路接第二电磁换向阀(22)的油口B;第二液压蓄能器(26)接第四电磁换向阀(25)的油口B;该第二电磁换向阀(22)的油口A接第二单向阀(13)的油口B;第四电磁换向阀(25)的油口A分两路:第一路接第一电磁换向阀(15)的油口B,第二路接变量马达(5)的进油口;

所述的动臂驱动油缸液压控制单元(300)包括第一比例节流阀(18)、第二比例节流阀(19)、第三比例节流阀(20)、第四比例节流阀(21),所述动臂驱动油缸(17)的有杆腔的油口分为两路:第一路接第三比例节流阀(20)的油口B,第二路接第四比例阀(21)的油口A;并且该动臂驱动油缸(17)的无杆腔的油口分为三路:第一路接第一比例节流阀(18)的油口B,第二路接第二比例节流阀(19)的油口A,第三路接第三单向阀(14)的油口A;该第二比例节流阀(19)的油口B和第四比例节流阀(21)的油口B接油箱;该第一比例节流阀(18)的油口A和第三比例节流阀(20)的油口A接第二电磁换向阀(22)的油口A;

所述的上车机构液压控制单元(400)包括液控比例方向阀(16)、第一液控单向阀(27)、第二液控单向阀(28)、电控比例换向阀(29)、第四单向阀(30)、第五单向阀(31)和液压马达(32),该液压马达(32)连接前述上车机构(34),该液控比例方向阀(16)的油口P和第一单向阀(11)的油口B相连,液控比例方向阀(16)的油口T和油箱相连,液控比例方向阀(16)的油口A分三路:第一路接第一液控单向阀(27)的油口A,第二路接第四单向阀(30)的油口B,第三路接液压马达(32)的油口A;该液控比例方向阀(16)的油口B也分三路:第一路接第二液控单向阀(28)的油口A,第二路接第五单向阀(31)的油口B,第三路接液压马达(32)的油口B;该第一液控单向阀(27)和第二液控单向阀(28)的油口B与电控比例方向阀(29)的油口A相连,电控比例方向阀(29)的油口T接油箱,电控比例方向阀(29)的油口P接第四电磁换向阀(25)的油口A;该第四单向阀(30)的油口A和第五单向阀(31)的油口A接油箱;第一液控单向阀(27)的控制油口K和液控比例方向阀(16)的控制油口K1相连,第二液控单向阀(28)的控制油口K和液控比例方向阀(16)的控制油口K2相连;

所述第一变量泵(6)的出口接第二单向阀(13)的油口A;所述第二变量泵(7)的出口接第一单向阀(11)的油口A。

2. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:所述第一液压蓄能器(24)的压力等级小于动臂驱动油缸(17)伸出时所需要的压力等级,而第二液压蓄能器(26)的压力等级大于动臂驱动油缸(17)伸出时所需要的压力等级。

3. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:进一步包括梭阀(9)和安全阀(10),该梭阀(9)的油口A1接第一变量泵(6)的出油口,梭阀(9)的油口A2接第

二变量泵(7)的出油口,梭阀(9)的油口B接安全阀(10)的进口,安全阀(10)的出口接油箱。

4. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:所述液控比例方向阀(16)的控制油口K1和控制油口K2分别和传统液压挖掘机先导控制油路相连。

5. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:所述液压马达(32)与上车机构(34)之间连接减速器(33)。

6. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:进一步包括铲斗液压驱动系统(8),该铲斗液压驱动系统(8)连接第一变量泵(6)的出油口。

7. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:进一步包括斗杆液压驱动系统(12),该斗杆液压驱动系统(12)连接第二变量泵(7)的出油口。

8. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:所述电动/发电机(4)通过变频器(1)电性连接蓄电池(2),该变频器(1)和电动/发电机(4)为永磁同步电动机及电机控制器。

9. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:所述变量马达(5)和第一、第二变量泵(6、7)为带位移电反馈的电控变量马达和变量泵。

10. 根据权利要求1所述的一种液压挖掘节能系统,其特征在于:所述第一电磁换向阀至第四电磁换向阀(15、22、23、25)为由电磁换向阀作为先导级的二通插装阀。

## 一种液压挖掘节能系统

### 技术领域

[0001] 本发明涉及驱动系统领域技术,尤其是指一种基于油电液混合动力和能量回收技术的液压挖掘节能系统。

### 背景技术

[0002] 液压挖掘机作为国家基础建设的最重要的工程机械机种之一,已经广泛应用于建筑,交通,水利,矿山以及军事领域中。液压挖掘机的节能减排已引起了人们的广泛关注与重视。发动机和液压系统效率低下是液压挖掘机的能量利用率不高的主要原因,因此动力系统和液压系统的节能研究一直是液压挖掘机的研究重点。

[0003] 液压挖掘机的工况复杂,负载变化剧烈,混合动力技术是提高动力系统节能效果的最佳方案之一。混合动力一般分为以电量储存单元(蓄电池或电容)作为储能元件的油电混合技术和以液压蓄能器作为储能元件的液压混合技术。蓄电池的能量密度高,但是它的功率密度较低,充放电频率小,不能迅速转化吸收大量功率。超级电容具有寿命长、释放电流功率大等特点,此外,液压蓄能器具有成本低、寿命长的特点,但蓄能器的能量密度很低,蓄能器与相同大小的蓄电池相比存储的能量有限。因此,当前单一的油电混合与液压混合两者之间各有所长,很难同时高功率密度和高能量密度的要求。

[0004] 目前,常规的动臂势能回收方案主要基于油电混合动力液压挖掘机展开。动臂驱动液压缸的回油腔与液压马达相连,该液压马达与发电机同轴相连。动臂驱动油缸回油腔的液压油驱动液压马达回转,将液压能转化为机械能输出,并带动发电机发电,三相交流电能经变频器整流为直流电能并储存在储能元件当中。当系统需要时,直流电能通过整流器逆变成目标频率的三相交流电能驱动电动机,与发动机共同驱动负载工作。该技术方案中所有动臂势能回收再利用都经过从势能-液压能-机械能-电能-电容-驱动变量泵的机械能的多次能量转化,系统中能量转换环节较多,影响了系统的能量回收效率。

[0005] 同理,常规的上车机构回转制动能量回收方案也主要基于油电混合动力液压挖掘机展开。系统主要采用电动机驱动替代传统液压马达驱动上车机构,利用电动机的二、四象限工作把回转制动时释放出来的大量动能转化成电能储存在蓄电池或电容中。系统中的电量储存单元既为回收能量的储能元件,同时也是混合动力驱动系统中电动机的直流电源。该技术方案中所有制动动能回收再利用经过能量多次转化,系统中能量转换环节较多,影响了系统的能量回收效率。

### 发明内容

[0006] 有鉴于此,本发明针对现有技术存在之缺失,其主要目的是提供一种液压挖掘节能系统,既能提高发动机工作效率,又可降低能量回收系统中的能耗损耗,同时不影响发动机的稳定工作。

[0007] 为了达到上述目的,本发明采用的技术方案是:

[0008] 一种液压挖掘节能系统,其包括动臂驱动油缸(17)和上车机构(34),还包括油电

液混合驱动系统 (100)、液压蓄能器控制单元 (200)、动臂驱动油缸液压控制单元 (300)、上车机构液压控制单元 (400)、第一单向阀 (11)、第二单向阀 (13)、第三单向阀 (14)、第一液压蓄能器 (24) 以及第二液压蓄能器 (26) ;

[0009] 所述的油电液混合驱动系统 100 包括同轴机械传动连接的发动机 (3)、电动 / 发电机 (4) 和变量马达 (5)、第一变量泵 (6) 和第二变量泵 (7) ;

[0010] 所述的液压蓄能器控制单元 200 包括第一电磁换向阀 (15)、第二电磁换向阀 (22)、第三电磁换向阀 (23)、第四电磁换向阀 (25) ; 前述第一液压蓄能器 (24) 接第三电磁换向阀 (23) 油口 B, 第三电磁换向阀 (23) 的油口 A 分为三路 : 第一路接第一电磁换向阀 (15) 的油口 A, 第二路接第三单向阀 (14) 的油口 B, 第三路接第二电磁换向阀 (22) 的油口 B ; 第二液压蓄能器 (26) 接第四电磁换向阀 (25) 的油口 B ; 该第二电磁换向阀 (22) 的油口 A 接第二单向阀 (13) 的油口 B ; 第四电磁换向阀 (25) 的油口 A 分两路 : 第一路接第一电磁换向阀 (15) 的油口 B, 第二路接变量马达 (5) 的进油口 ;

[0011] 所述的动臂驱动油缸液压控制单元 300 包括第一比例节流阀 (18)、第二比例节流阀 (19)、第三比例节流阀 (20)、第四比例节流阀 (21), 所述动臂驱动油缸 (17) 的有杆腔的油口分为两路 : 第一路接第三比例节流阀 (20) 的油口 B, 第二路接第四比例阀 (21) 的油口 A ; 并且该动臂驱动油缸 (17) 的无杆腔的油口分为三路 : 第一路接第一比例节流阀 (18) 的油口 B, 第二路接第二比例节流阀 (19) 的油口 A, 第三路接第三单向阀 (14) 的油口 A ; 该第二比例节流阀 (19) 的油口 B 和第四比例节流阀 (21) 的油口 B 接油箱 ; 该第一比例节流阀 (18) 的油口 A 和第三比例节流阀 (20) 的油口 A 接第二电磁换向阀 (22) 的油口 A ;

[0012] 所述的上车机构液压控制单元 400 包括液控比例方向阀 (16)、第一液控单向阀 (27)、第二液控单向阀 (28)、电控比例换向阀 (29)、第四单向阀 (30)、第五单向阀 (31) 和液压马达 (32), 该液压马达 (32) 连接前述上车机构 (34), 该液控比例方向阀 (16) 的油口 P 和第一单向阀 (11) 的油口 B 相连, 液控比例方向阀 (16) 的油口 T 和油箱相连, 液控比例方向阀 (16) 的油口 A 分三路 : 第一路接第一液控单向阀 (27) 的油口 A, 第二路接第四单向阀 (30) 的油口 B, 第三路接液压马达 (32) 的油口 A ; 该液控比例方向阀 (16) 的油口 B 也分三路 : 第一路接第二液控单向阀 (28) 的油口 A, 第二路接第五单向阀 (31) 的油口 B, 第三路接液压马达 (32) 的油口 B ; 该第一液控单向阀 (27) 和第二液控单向阀 (28) 的油口 B 与电控比例方向阀 (29) 的油口 A 相连, 电控比例方向阀 (29) 的油口 T 接油箱, 电控比例方向阀 (29) 的油口 P 接第四电磁换向阀 (25) 的油口 A ; 该第四单向阀 (30) 的油口 A 和第五单向阀 (31) 的油口 A 接油箱 ; 第一液控单向阀 (27) 的控制油口 K 和液控比例方向阀 (16) 的控制油口 K1 相连, 第二液控单向阀 (28) 的控制油口 K 和液控比例方向阀 (16) 的控制油口 K2 相连 ;

[0013] 所述第一变量泵 (6) 的出口接第二单向阀 (13) 的油口 A ; 所述第二变量泵 (7) 的出口接第一单向阀 (11) 的油口 A。

[0014] 优选的, 所述第一液压蓄能器 (24) 的压力等级小于动臂驱动油缸 (17) 伸出时所需要的压力等级, 而第二液压蓄能器 (26) 的压力等级大于动臂驱动油缸 (17) 伸出时所需要的压力等级。

[0015] 优选的, 进一步包括梭阀 (9) 和安全阀 (10), 该梭阀 (9) 的油口 A1 接变量泵 (6) 的出油口, 梭阀 (9) 的油口 A2 接变量泵 (7) 的出油口, 梭阀 (9) 的油口 B 接安全阀 (10) 的

进口,安全阀(10)的出口接油箱。

[0016] 优选的,所述液控比例方向阀(16)的控制油口K1和控制油口K2分别和传统液压挖掘机先导控制油路相连。

[0017] 优选的,所述液压马达(32)与上车机构(34)之间连接减速器(33)。

[0018] 优选的,进一步包括铲斗液压驱动系统(8),该铲斗液压驱动系统(8)连接变量泵(6)的出油口。

[0019] 优选的,进一步包括斗杆液压驱动系统(12),该斗杆液压驱动系统(12)连接变量泵(7)的出油口。

[0020] 优选的,所述电动/发电机(4)通过变频器(1)电性连接蓄电池(2),该变频器(1)和电动/发电机(4)为永磁同步电动机及电机控制器。

[0021] 优选的,所述变量马达(5)和变量泵(6、7)为带位移电反馈的电控变量马达和变量泵。

[0022] 优选的,所述第一电磁换向阀至第四电磁换向阀(15、22、23、25)为由电磁换向阀作为先导级的二通插装阀。

[0023] 本发明与现有技术相比具有明显的优点和有益效果,具体而言,由上述技术方案可知:

[0024] 1、本发明的动力系统为油电液混合驱动系统,动力系统既可以工作在油电混合驱动模式,发挥蓄电池能量密度大的优点,主要负责平衡波动较为平缓的工况,又可工作在液压混合动力驱动模式,利用液压蓄能器功率密度大的特点,满足负载瞬时大功率的要求。因此,油电混合驱动系统的设计不再根据原液压挖掘机工况中最大负载波动功率来设计,使得电动/发电机和蓄电池的功率等级大大降低。

[0025] 2、在能量回收方面,本发明遵循了能量转化环节最小原则,避免了能量多次转化造成的能量损耗。在挖掘机的动臂下放时,动臂驱动油缸的无杆腔的部分液压油可以直接流向动臂驱动油缸的有杆腔,实现流量再生功能。部分能量通过第一液压蓄能器(低压蓄能器)转化成液压能并进行储存。在上车机构回转制动时,液控比例方向阀处于中位,液压马达由于惯性继续旋转,在制动腔一侧产生高压,通过对应的液控单向阀、电控比例方向阀、电磁换向阀对第二液压蓄能器(高压蓄能器)充油,实现能量回收过程。

[0026] 3、在能量的再利用方面,本发明同样遵循了能量转化环节最小原则。第二液压蓄能器(高压蓄能器)的能量既可直接通过电控比例方向阀和液控单向阀直接驱动上车机构回转加速,又可以通过第四电磁换向阀、第三电磁换向阀和变量泵的出油口压力汇合在一起通过第一或第二比例节流阀实现动臂的上升或下降。同时第二液压蓄能器(高压蓄能器)和第一液压蓄能器(低压蓄能器)的液压油可以根据动力系统的需要可直接通过变量马达驱动变量泵转化成机械能,多余的能量通过变量马达驱动动力系统的电动/发电机转化成电能。

[0027] 4、动力系统和能量回收系统共用一套关键元件,相对传统的辅以能量回收系统的油电混合驱动系统和液压混合动力系统,降低了电动/发电机和蓄电池等关键元件的功率等级,同时减小了液压蓄能器的安装体积,在功能上却实现了油电混合动力、液压混合动力、动臂势能回收以及回转制动能量回收等多种功能。

[0028] 为更清楚地阐述本发明的结构特征和功效,下面结合附图与具体实施例来对本发



三电磁换向阀 23、第四电磁换向阀 25。第一液压蓄能器 24 接第三电磁换向阀 23 油口 B, 第三电磁换向阀 23 的油口 A 分为三路: 第一路接第一电磁换向阀 15 的油口 A; 第二路接第三单向阀 14 的油口 B; 第三路接第二电磁换向阀 22 的油口 B; 第二液压蓄能器 26 接第四电磁换向阀 25 的油口 B, 第四电磁换向阀 25 的油口 A 分为三路: 第一路接第一电磁换向阀 15 的油口 B; 第二路接变量马达 5 的进油口; 第三路接下述电控比例方向阀 29 的油口 P, 第二电磁换向阀 22 的油口 A 分三路: 第一路接第二单向阀 13 的油口 B; 第二路接下述第一比例节流阀 18 的油口 A; 第三路接下述第三比例节流阀 20 的油口 A。

[0056] 所述的动臂驱动油缸液压控制单元 300 包括第一比例节流阀 18、第二比例节流阀 19、第三比例节流阀 20、第四比例节流阀 21, 所述动臂驱动油缸 17 的有杆腔的油口分为两路: 第一路接第三比例节流阀 20 的油口 B, 第二路接第四比例阀 21 的油口 A; 并且该动臂驱动油缸 17 的无杆腔的油口分为三路: 第一路接第一比例节流阀 18 的油口 B; 第二路接第二比例节流阀 19 的油口 A; 第三路接第三单向阀 14 的油口 A, 第二比例节流阀 19 的油口 B 和第四比例节流阀 21 的油口 B 接油箱。

[0057] 所述的上车机构液压控制单元 400 包括液控比例方向阀 16、第一液控单向阀 27、第二液控单向阀 28、电控比例换向阀 29、第四单向阀 30、第五单向阀 31 和液压马达 32, 液控比例方向阀 16 的油口 P 和第一单向阀 11 的油口 B 相连, 液控比例方向阀 16 的油口 T 和油箱相连, 该液控比例方向阀 16 的油口 A 分三路: 第一路接第一液控单向阀 27 的油口 A, 第二路接第四单向阀 30 的油口 B, 第三路接液压马达 32 的油口 A; 该液控比例方向阀 16 的油口 B 也分三路: 第一路接第二液控单向阀 28 的油口 A, 第二路接第五单向阀 31 的油口 B, 第三路接液压马达 32 的油口 B; 该第一液控单向阀 27 的油口 B 和第二液控单向阀 28 的油口 B 与电控比例方向阀 29 的油口 A 相连, 电控比例方向阀 29 的油口 T 接油箱; 该第四单向阀 30 的油口 A 和第五单向阀 31 的油口 A 接油箱。第一液控单向阀 27 的控制油口 K 和液控比例方向阀 16 的控制油口 K1 相连, 第二液控单向阀 28 的控制油口 K 和液控比例方向阀 16 的控制油口 K2 相连。

[0058] 所述第一变量泵 6 的出口分三路: 第一路接铲斗液压驱动系统 8, 第二路接第二单向阀 13 的油口 A, 第三路接梭阀 9 的油口 A1; 所述第二变量泵 7 的出口也分三路: 第一路接斗杆液压驱动系统 12, 第二路接第一单向阀 11 的油口 A, 第三路接梭阀 9 的油口 A2。所述梭阀 9 的油口 B 接安全阀 10 的进口, 安全阀 10 的出口接油箱。

[0059] 所述液控比例方向阀 16 的控制油口 K1 和控制油口 K2 分别和传统液压挖掘机先导控制油路相连。

[0060] 本发明中, 所述变量马达 5 和变量泵 6、7 可选用带位移电反馈的电控变量马达和变量泵。所述变频器 1 和电动 / 发电机 4 可选用永磁同步电动机及电机控制器。所述电磁换向阀 15、22、23、25 可选用由电磁换向阀作为先导级的二通插装阀。

[0061] 本发明的具体工作原理如下:

[0062] 挖掘机的控制器 (未图示) 通过对先导控制手柄 (未图示) 输出的压力信号进行采集和数据处理, 获得先导控制压力, 判断得到动臂的工作模式处于上升还是处于下放以及上车机构 34 的工作模式处于左回转还是右回转, 同时挖掘机的控制器接受该系统中检测两个变量泵 6、7 出口压力、两个液压蓄能器 24、26 压力的压力传感器 (未图示) 的电流信号、蓄电池管理控制器 (未图示) 输出的表征蓄电池 2 剩余电量 SOC 的电压信号以及两个



变量液压泵放大板（未图示）输出的表征排量的电压信号。向发动机 3、变频器 1、第一变量泵 6、第二变量泵 7、变量马达 5、四个电磁换向阀（15、22、23、25）、比例方向阀 29 以及四个比例节流阀 18、19、20、21 发送控制指令，从而控制发动机 3 的油门、变量泵 6、7 的排量、变量马达 5 的排量、电磁换向阀 15、22、23、25 的工位、电控比例方向阀 29 的阀芯位移、比例节流阀 18、19、20、21 的阀芯位移。变频器 1 通过接收挖掘机的控制器（未图示）传输过来的信号，向电动 / 发电机 4 发出控制指令，以控制电动 / 发电机 4 的工作模式和目标控制信号。

[0063] 本发明的具体控制过程如下：

[0064] （一）动力系统

[0065] 设定蓄电池 2 的 SOC（剩余电量）的各判断阈值  $S_1$ ,  $S_2$  且满足  $S_1 < S_2$ 。设定第一液压蓄能器 24 的压力  $p_1$  各判断阈值  $p_{11}$ ,  $p_{12}$  且满足  $p_{11} < p_{12}$ 。设定第二液压蓄能器 26 的压力  $p_2$  各判断阈值  $p_{21}$ ,  $p_{22}$  且满足  $p_{21} < p_{22}$ 。动力系统工作流程如下：

[0066] （1）人为根据负载类型设定发动机 3 的油门初始档位。

[0067] （2）根据发动机 3 的万有特性曲线得到该油门档位对应的发动机油耗率最低对应的转速  $n_{Et}$  和转矩  $T_{Et}$ 。发动机 3 开始启动工作。

[0068] （3）通过检测两个变量泵 6、7 的出口压力和排量，计算负载所需要的转矩  $T_L$ 。

$$[0069] \quad T_L = \frac{P_{p1}q_{p1}}{2\pi} + \frac{P_{p2}q_{p2}}{2\pi} \quad (1)$$

[0070] 式中  $p_{p1}$ ——第一变量泵出口压力；MPa

[0071]  $p_{p2}$ ——第二变量泵出口压力；MPa

[0072]  $q_{p1}$ ——第一变量泵排量；ml/r

[0073]  $q_{p2}$ ——第二变量泵排量；ml/r

[0074] （4）根据蓄电池 2 的 SOC 以及两个液压蓄能器 24、26 的压力  $p_1$ ,  $p_2$  动态调整电动 / 发电机 4 的目标扭矩  $T_{EMt}$  和变量马达的目标扭矩  $T_{Hmt}$ 。

$$[0075] \quad T_{EMt} = k_1 \begin{cases} T_{EM \max}; & T_L - T_{Et} > T_{EM \max} \\ T_L - T_{Et}; & T_L - T_{Et} \leq T_{EM \max} \end{cases} \quad (2)$$

$$[0076] \quad T_{Hmt} = T_L - T_{Et} - T_{EMt} \quad (3)$$

[0077] 式中  $T_{EM \max}$ ——电动 / 发电机的峰值扭矩；Nm

[0078] 当蓄电池 2 的 SOC 满足  $SOC > S_2$  时，此时蓄电池 2 的电量较足， $k_1$  调整如下：

[0079]

$$k_1 = \begin{cases} 1; & p_1 \leq p_{12} \text{ 且 } p_2 \leq p_{22} \\ \frac{3}{4}; & (p_1 > p_{12} \text{ 且 } p_{21} \leq p_2 \leq p_{22}) \text{ 或 } (p_2 > p_{22} \text{ 且 } p_{11} \leq p_1 \leq p_{12}) \\ \frac{1}{2}; & p_1 > p_{12} \text{ 且 } p_2 > p_{22} \end{cases} \quad (4)$$

[0080] 当蓄电池 2 的 SOC 满足  $S_1 \leq SOC \leq S_2$  时，此时蓄电池 2 的电量处于合理波动区域， $k_1$  调整如下：

[0081]

$$k_1 = \begin{cases} 1; & p_1 < p_{11} \text{ 且 } p_2 < p_{21} \\ \frac{3}{4}; & (p_1 \leq p_{11} \text{ 且 } p_{21} \leq p_2 \leq p_{22}) \text{ 或 } p_2 \leq p_{21} \text{ 且 } p_{11} \leq p_1 \leq p_{12} \\ \frac{1}{2}; & p_{11} \leq p_1 \leq p_{12} \text{ 且 } p_{21} \leq p_2 \leq p_{22} \\ \frac{1}{4}; & (p_1 > p_{12} \text{ 且 } p_{21} \leq p_2 \leq p_{22}) \text{ 或 } (p_{22} \leq p_2 \text{ 且 } p_{11} \leq p_1 \leq p_{12}) \\ 0; & p_1 > p_{12} \text{ 且 } p_2 > p_{22} \end{cases} \quad (5)$$

[0082] 当蓄电池 2 的 SOC 满足  $SOC < S_1$  时,此时蓄电池 2 的电量不足,  $k_1$  调整如下:

[0083]

$$k_1 = \begin{cases} 0; & p_1 \leq p_{11} \text{ 且 } p_2 \leq p_{21} \\ -\frac{1}{4}; & (p_2 \leq p_{21} \text{ 且 } p_{11} \leq p_1 \leq p_{12}) \text{ 或 } (p_1 \leq p_{11} \text{ 且 } p_{21} \leq p_2 \leq p_{22}) \\ -\frac{1}{2}; & p_{11} \leq p_1 \leq p_{12} \text{ 且 } p_{21} \leq p_2 \leq p_{22} \\ -1; & p_1 > p_{12} \text{ 或 } p_2 > p_{22} \end{cases} \quad (6)$$

[0084] (5) 发动机 3 的油门档位的动态调整

[0085] 发动机 3 的油门档位根据蓄电池 2 的 SOC、两液压蓄能器 24、26 的压力  $p_1$  和  $p_2$  动态调整,具体规则如下:

[0086] 1) 当  $p_1 < p_{11}$  且  $SOC < S_1$  时,发动机 3 油门档位升一档;

[0087] 2) 当  $p_2 < p_{21}$  且  $SOC < S_1$  时,发动机 3 油门档位升一档;

[0088] 3) 当  $p_2 < p_{21}$  且  $p_1 < p_{11}$  时,发动机 3 油门档位升一档;

[0089] 4) 当  $p_2 < p_{21}$  且  $p_1 < p_{11}$  且  $SOC < S_1$  时,发动机 3 油门档位升两档;

[0090] 5) 当  $p_1 > p_{12}$  且  $SOC > S_2$  时,发动机 3 油门档位降一档;

[0091] 6) 当  $p_2 > p_{22}$  且  $SOC > S_2$  时,发动机 3 油门档位降一档;

[0092] 7) 当  $p_2 > p_{22}$  且  $p_1 > p_{12}$  时,发动机 3 油门档位降一档;

[0093] 8) 当  $p_2 > p_{22}$  且  $p_1 > p_{12}$  且  $SOC > S_2$  时,发动机 3 油门档位降两档;

[0094] 9) 其余模式,发动机 3 油门档位不变。

[0095] (6) 变量马达 5 的排量控制

[0096] 根据公式 (3) 计算得到变量马达 5 的目标扭矩  $T_{HET}$ 、第一液压蓄能器 24 的压力  $p_1$  和第二液压蓄能器 26 的压力  $p_2$  计算变量马达 5 的排量  $q_m$ 。

[0097] 1) 目标扭矩  $T_{HET}$  较大时,第一电磁换向阀 15 不工作,第四电磁换向阀 25 电磁铁得电,第二液压蓄能器 26 释放液压油驱动变量马达 5,变量马达 5 的排量计算如下:

$$[0098] \quad q_m = \frac{2\pi T_{HET}}{p_2} \quad (7)$$

[0099] 2) 目标扭矩  $T_{HET}$  较小时,第一电磁换向阀 15 电磁铁得电,第四电磁换向阀 25 电磁铁不得电,第一液压蓄能器 24 释放液压油驱动变量马达 5,变量马达 5 的排量计算如下:

$$[0100] \quad q_m = \frac{2\pi T_{HET}}{p_1} \quad (8)$$

[0101] (二) 动臂电液控制系统

[0102] (1) 动臂驱动油缸 17 缩回

[0103] 第二电磁换向阀 22 电磁铁得电,动臂驱动油缸 17 的无杆腔的部分油液,经过第二电磁换向阀 22 和比例节流阀 20 流向动臂驱动油缸 17 的有杆腔;第三电磁换向阀 23 电磁铁得电,动臂驱动油缸 17 的无杆腔的部分油液通过第三电磁换向阀 23 对第一液压蓄能器 24 充油,把动臂势能转化成液压能储存在第一液压蓄能器 24;通过控制第三比例节流阀 20 的比例电磁铁电流控制动臂驱动油缸 17 的有杆腔一定的压力,以防止动臂快速下放时导致动臂驱动油缸 17 的有杆腔吸空。通过控制第二比例节流阀 19 的比例电磁铁的电流调整动臂驱动油缸 17 的下放速度。第一比例节流阀 18 和第四比例节流阀 21 均不工作。

[0104] (2) 动臂驱动油缸 17 伸出

[0105] 液压油既可以来自第一变量泵 6,也可以来自第二液压蓄能器 26,本发明中,考虑到实际液压挖掘机回转制动压力一般高于动臂油缸压力的特点,所述的第一液压蓄能器 24 和第二液压蓄能器 26 采用不同压力等级。在此,为了保证动臂的快速下放设置较低,第一液压蓄能器 24 的压力等级小于动臂驱动油缸 17 伸出时所需要的压力等级;而为保证上车机构 34 的制动性能设置的较高,第二液压蓄能器 26 的压力等级一般大于动臂驱动油缸 17 伸出时所需要的压力等级。通过控制第一比例节流阀 18 电磁铁的电流控制进入动臂驱动油缸 17 的无杆腔的流量,通过控制第四比例节流阀 21 电磁铁电流控制动臂驱动油缸 17 的有杆腔的背压(主要为了提高运动速度稳定性设置一个较小的背压)。第二比例节流阀 19 和第三比例节流阀 20 均不工作。

[0106] (三) 回转机构电液控制系统。

[0107] (1) 上车机构 34 制动时

[0108] 先导控制手柄(未图示)回中位,液控比例方向阀 16 两端的控制油口 K1、控制油口 K2 的液压油压力相等且较低,液控比例方向阀 16 工作中位。上车机构 34 在惯性的作用下继续转动,导致液压马达 32 的 A(B) 侧压力升高,而 B(A) 侧压力较低。在第二液压蓄能器 26 的压力较高时,电控比例方向阀 29 左边电磁铁的电流最大,液压马达 32 的压力较高侧通过第一液控单向阀 27 或则第二液控单向阀 28 后,通过电控比例方向阀 29、第四换向阀 25 后对第二液压蓄能器 26 充油,实现上车机构 34 的制动动能的能量回收过程。液压马达 32 的较低侧通过第四单向阀 30 或则第五单向阀 31 进行补油。当第二液压蓄能器 26 的压力较低时,通过调节比例方向阀 29 的右边比例电磁铁的电流大小实现上车机构 34 的节流制动过程。

[0109] (2) 上车机构 34 启动加速或者匀速旋转时

[0110] 液控比例方向阀 16 的控制油口 K1 接具有一定压力的液压油,工作在左工位,同时通过控制油口 K1 的控制油逆向打开第一液控单向阀 27,实现上车机构 34 左旋转。同理当液控比例方向阀 16 的控制油口 K2 接具有一定压力的液压油,工作在右工位,同时通过控制油口 K2 的控制油逆向打开第二液控单向阀 28,实现上车机构 34 右旋转。液压油既可以来自第二变量泵 7,也可以来自第二液压蓄能器 26。

[0111] 综上所述,本发明的重点在于:

[0112] 该系统采用由发动机、电动/发电机、变量马达、第一变量泵、第二变量泵、蓄电池、液压蓄能器组成的油电液混合驱动系统,可以工作在油电混合模式和液压混合两种模式,可以同时满足高能量密度和高功率密度的要求。

[0113] 再者,动臂驱动由缸液压控制单元、液压蓄能器控制单元和上车机构液压控制单

元合理配合形成动臂势能回收系统和上车机构回转制动能量回收系统,其采用了一套由动力系统关键元件组成的复合能量回收系统,动臂势能既可直接流向动臂有杆腔,又可通过液压蓄能器回收,同时可以通过液压马达直接驱动液压泵或者驱动电动/发电机转换成电能储存在蓄电池中。

[0114] 其次,在回转制动时,可回收能量既可通过液压蓄能器实现回收,也可直接驱动动臂驱动油缸,同时通过可以液压马达直接驱动液压泵或者驱动电动/发电机转换成电能储存在蓄电池中。

[0115] 此外,第二液压蓄能器的能量可以直接驱动上车机构回转加速。

[0116] 本发明在动力系统方面综合了油电混合动力系统和液压混合动力系统的优点,在能量回收和利用方面遵循了能量转化环节最小原则,提高了能量回收效率,同时动力系统和能量回收系统共用一套关键元件(液压蓄能器控制单元和蓄电池等),籍此,既能提高发动机工作效率,又可降低能量回收系统中的能耗损耗,同时不影响发动机的稳定工作。

[0117] 以上所述,仅是本发明的较佳实施例而已,并非对本发明的技术范围作任何限制,故凡是依据本发明的技术实质对以上实施例所作的任何细微修改、等同变化与修饰,均仍属于本发明技术方案的范围。

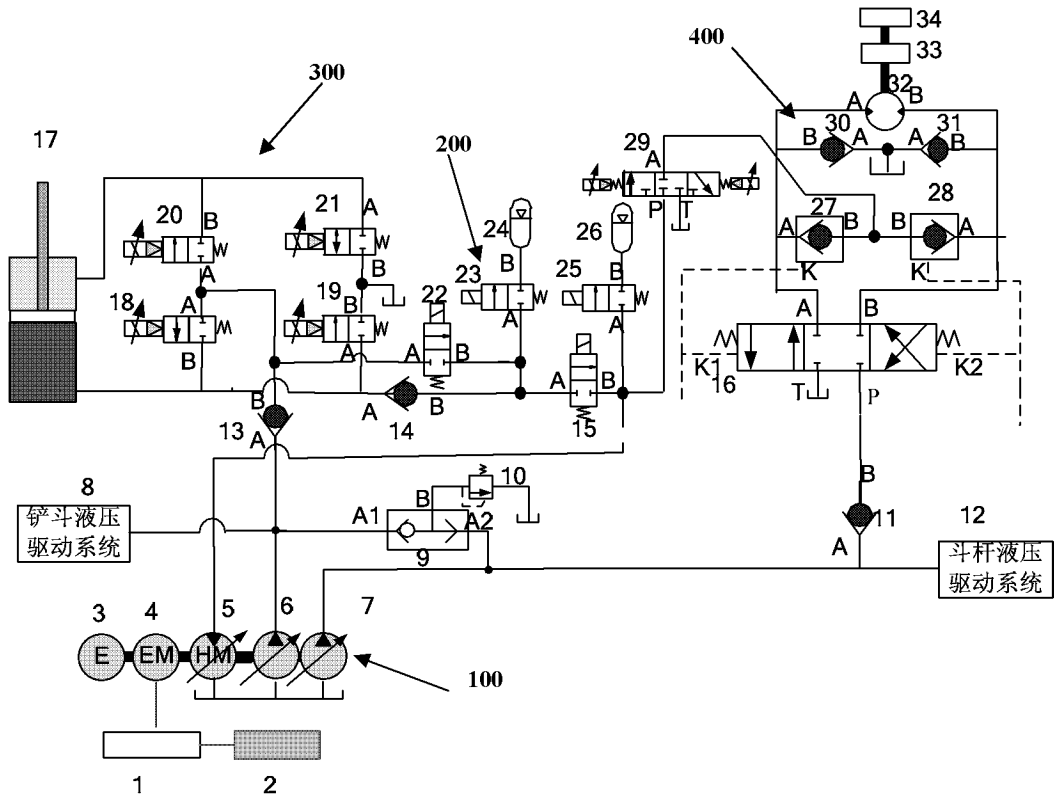


图 1