



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 105922856 A

(43)申请公布日 2016.09.07

(21)申请号 201610228508.6

(22)申请日 2016.04.13

(71)申请人 清华大学

地址 100084 北京市海淀区清华园

(72)发明人 罗禹贡 秦兆博 张东好 李克强

张书玮 陈龙 解来卿 王建强

李升波 连小珉 杨殿阁 郑四发

(74)专利代理机构 北京汇智胜知识产权代理事

务所(普通合伙) 11346

代理人 石辉

(51)Int.Cl.

B60K 6/365(2007.01)

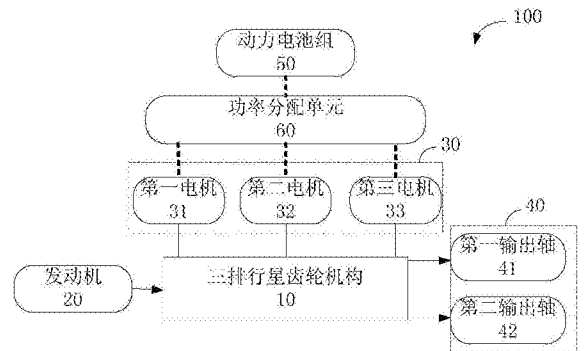
权利要求书2页 说明书10页 附图1页

(54)发明名称

一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统

(57)摘要

本发明公开了一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统,涉及履带车辆传动技术领域。履带车辆传动系统包括三排行星齿轮机构以及六个系统构件,六个系统构件分别为发动机、第一电机、第二电机、第三电机以及用于分别控制两侧履带的第一输出轴和第二输出轴;六个系统构件分别与三排行星齿轮机构的九个节点中的六个节点连接,三排行星齿轮机构的自由度为三、约束为三,约束中包括至少两个耦合类约束,以使得各排行星齿轮机构间相互连接。通过上述方案,本发明实现了一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统,可以在履带车辆及其传动系统中发挥行星传动的优势。



1. 一种基于行星传动的履带车辆传动系统,其特征在于,包括三排行星齿轮机构以及六个系统构件,所述六个系统构件分别为发动机、第一电机、第二电机、第三电机以及用于分别控制左右两侧履带的第一输出轴和第二输出轴;所述六个系统构件分别与三排行星齿轮机构的九个节点中的六个节点连接,所述三排行星齿轮机构的自由度为三、约束为三,所述约束中包括至少两个耦合类约束,以使得各排行星齿轮机构间相互连接。

2. 如权利要求1所述的系统,其特征在于,所述三排行星齿轮机构的结构组合为aaa、aab、aac、aad、acc、add、abc、abd、acd、bcc、bdd、bcd、aae、aaf、abf、ace、acf、ade、adf、bcf、bdf、cce或cde中的任意一类,

其中的a表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、一个电机、一个输出轴,b表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、两个电机,c表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接两个电机、一个输出轴,d表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接一个电机、两个输出轴,e表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、一个电机、制动器,f表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接一个电机、一个输出轴、制动器。

3. 如权利要求2所述的系统,其特征在于,

abc类包括abc、acb和bac子类;abd类包括abd、bad、adb子类;acd类包括acd、cad、adc子类;bcd类包括bcd、cbd、bdc子类;aab类包括aab、aba子类;aac类包括aac、aca子类;aad类包括aad、ada子类;acc类包括acc、cac子类;add类包括add、dad子类;bcc类包括bcc、cbc子类;bdd类包括bdd、dbd子类;

abf类包括abf、baf和afb子类;ace类包括ace、cae和aec子类;acf类包括acf、caf和afc子类;ade类包括ade、dae和aed子类;adf类包括adf、daf和afd子类;bcf类包括bcf、bfc和cbf子类;bdf类包括bdf、dbf和bfd子类;cde类包括cde、dce和ced子类;aae类包括aae、aea子类;aaf类包括aaf、afa子类;cce类包括cce、cec子类。

4. 如权利要求1-3任一项所述的系统,其特征在于,

所述系统的结构对应第一动力学特征矩阵D,其中,D的列数等于行星排个数,D的行数等于系统构件的总数,如果系统构件与第i排行星齿轮机构的齿圈R相连,则D中对应位置元素的节点系数为 $-R_i$,如果系统构件与第i排行星齿轮机构的太阳轮S相连,则D中对应位置元素的节点系数为 $-S_i$,如果系统构件与第i排行星齿轮机构的行星架C相连,则D中对应位置元素的节点系数为 R_i+S_i ,D中其他位置元素全部为0, $i=1,2,3$;

所述六个系统构件的角加速度与力矩的对应关系如下:

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \end{bmatrix} = A^* \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^* & A_{12}^* & A_{13}^* & A_{14}^* & A_{15}^* & A_{16}^* \\ A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \\ A_{41}^* & A_{42}^* & A_{43}^* & A_{44}^* & A_{45}^* & A_{46}^* \\ A_{51}^* & A_{52}^* & A_{53}^* & A_{54}^* & A_{55}^* & A_{56}^* \\ A_{61}^* & A_{62}^* & A_{63}^* & A_{64}^* & A_{65}^* & A_{66}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \end{bmatrix}$$

其中, $\dot{\omega}_{eng}$ 、 $\dot{\omega}_{output1}$ 、 $\dot{\omega}_{output2}$ 、 $\dot{\omega}_{mg1}$ 、 $\dot{\omega}_{mg2}$ 、 $\dot{\omega}_{mg3}$ 分别为发动机、第一输出轴、第二输出轴、第一电机、第二电机、第三电机的角加速度,第二动力学特征矩阵 $A^* = (DD^T)^{-1}[I - D(D^TD)^{-1}D^T]$, T_e 、 T_{out1} 、 T_{out2} 、 T_{mg1} 、 T_{mg2} 、 T_{mg3} 分别为发动机、第一输出轴、第二输出轴、第一电机、第二

电机、第三电机的力矩。

5. 如权利要求4所述的系统,其特征在于,所述系统的第二动力学特征矩阵 A^* 符合以下条件,以实现两侧履带的独立控制,

$$\text{rank} \begin{bmatrix} A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \end{bmatrix} = 2, A_{21}^* > 0, A_{31}^* > 0。$$

6. 如权利要求4所述的系统,其特征在于,所述系统的第二动力学特征矩阵 A^* 符合以下条件,以实现中心转向功能,

$$A_{21}^* < 0, A_{31}^* < 0; \text{或} A_{24}^* < 0, A_{34}^* < 0; \text{或} \\ A_{25}^* < 0, A_{35}^* < 0; \text{或} A_{26}^* < 0, A_{36}^* < 0。$$

7. 如权利要求4所述的系统,其特征在于,所述系统的第二动力学特征矩阵 A^* 符合以下条件,以实现倒退功能,

$$A_{21}^* \cdot A_{31}^* < 0; \text{或} A_{24}^* \cdot A_{34}^* < 0; \text{或} A_{25}^* \cdot A_{35}^* < 0; \text{或} A_{26}^* \cdot A_{36}^* < 0。$$

8. 如权利要求4所述的系统,其特征在于,所述履带车辆在当前车速下的最大牵引力根据当前速度下的最大角加速度 $\max \dot{\omega}_{output}$ 确定, $\max \dot{\omega}_{output}$ 采用如下公式确定:

$$\max \dot{\omega}_{output} = \max(\max \dot{\omega}_{output_1}, \max \dot{\omega}_{output_2}, \dots, \max \dot{\omega}_{output_k});$$

$$\dot{\omega}_{output_n} = \dot{\omega}_{output1_n} = \dot{\omega}_{output2_n};$$

$$\dot{\omega}_{output1_n} = A_{21}^* T_{e_n} + A_{22}^* T_{out1} + A_{23}^* T_{out2} + A_{24}^* T_{mg1_n} + A_{25}^* T_{mg2_n} + A_{26}^* T_{mg3_n};$$

$$\dot{\omega}_{output2_n} = A_{31}^* T_{e_n} + A_{32}^* T_{out1} + A_{33}^* T_{out2} + A_{34}^* T_{mg1_n} + A_{35}^* T_{mg2_n} + A_{36}^* T_{mg3_n};$$

其中, $\dot{\omega}_{output_n}$ 和 $\max \dot{\omega}_{output_n}$ 分别表示当前车速下第n组发动机转速下的角加速度及其最大值,n的取值范围为1到k, T_{out1} 和 T_{out2} 根据当前车速和路面情况确定, T_{mg1_n} 、 T_{mg2_n} 、 T_{mg3_n} 、 T_{e_n} 分别表示当前车速下第n组发动机转速下各个电机和发动机的力矩,该力矩范围根据电机和发动机的外特征曲线确定。

9. 如权利要求1-3任一项所述的系统,其特征在于,根据所述履带车辆传动系统的候选结构对应确定循环工况时的不同油耗,选择使油耗最小的候选结构作为该履带车辆的结构。

10. 一种履带车辆,其特征在于,包括如权利要求1-9中任一项所述的履带车辆传动系统。

一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及履带车辆传动技术领域,特别是涉及一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统。

背景技术

[0002] 目前针对混合动力履带车辆的研究刚刚起步,并且大多数的传动系统采用串联式工作模式,即发动机通过发电机发电,将能量存储在储能机构中,然后输出动能。

[0003] 混联式混合动力结构具有效率高等优势,目前主要包括基于行星传动的功率耦合机构及单轴或多轴的串并联结构。相比于串并联结构,行星传动具有承载力强,工作稳定,及实现大功率传动等明显特点,同时行星传动可以实现无极变速,提高燃油经济性。

[0004] 目前基于行星传动的混合动力传动系统已经被广泛应用在乘用车中,尚少有基于行星传动的混合动力履带车辆传动系统的研究。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于提供一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统,从而在履带车辆及其传动系统中发挥行星传动的优势。

[0006] 为实现上述目的,本发明提供一种基于行星传动的履带车辆传动系统,包括三排行星齿轮机构以及六个系统构件,六个系统构件分别为发动机、第一电机、第二电机、第三电机以及用于分别控制左右两侧履带的第一输出轴和第二输出轴;六个系统构件分别与三排行星齿轮机构的九个节点中的六个节点连接,三排行星齿轮机构的自由度为三、约束为三,约束中包括至少两个耦合类约束,以使得各排行星齿轮机构间相互连接。

[0007] 在一个实施例中,只考虑组成,不考虑相对位置的情况下,三排行星齿轮机构的结构组合为aaa、aab、aac、aad、acc、add、abc、abd、acd、bcc、bdd、bcd、aae、aaf、abf、ace、acf、ade、adf、bcf、bdf、cce或cde中的任意一类,其中的a表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、一个电机、一个输出轴,b表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、两个电机,c表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接两个电机、一个输出轴,d表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接一个电机、两个输出轴,e表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、一个电机、制动器,f表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接一个电机、一个输出轴、制动器。

[0008] 在一个实施例中,根据行星排的相对位置关系,可将上述大类别继续拆分成若干小类(或称子类)。abc类包括abc、acb和bac子类;abd类包括abd、bad、adb子类;acd类包括acd、cad、adc子类;bcd类包括bcd、cbd、bdc子类;aab类包括aab、aba子类;aac类包括aac、aca子类;aad类包括aad、ada子类;acc类包括acc、cac子类;add类包括add、dad子类;bcc类包括bcc、cbc子类;bdd类包括bdd、dbd子类;abf类包括abf、baf和afb子类;ace类包括ace、cae和aec子类;acf类包括acf、caf和afc子类;ade类包括ade、dae和aed子类;adf类包括adf、daf和afd子类;bcf类包括bcf、bfc和cbf子类;bdf类包括bdf、dbf和bfd子类;cde类包

括cde、dce和ced子类; aae类包括aae、aea子类; aaf类包括aaf、afa子类; cce类包括cce、cec子类。

[0009] 在一个实施例中,履带车辆传动系统的结构对应第一动力学特征矩阵D,其中,D的列数等于行星排个数,D的行数等于系统构件的总数,如果系统构件与第i排行星齿轮机构的齿圈R相连,则D中对应位置元素的节点系数为 $-R_i$,如果系统构件与第i排行星齿轮机构的太阳轮S相连,D中对应位置元素的节点系数为 $-S_i$,如果系统构件与第i排行星齿轮机构的行星架C相连,D中对应位置元素的节点系数为 R_i+S_i ,D中其他位置元素全部为0, $i=1、2、3$;

[0010] 六个系统构件的角加速度与力矩的对应关系如下:

$$[0011] \quad \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \end{bmatrix} = A^* \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^* & A_{12}^* & A_{13}^* & A_{14}^* & A_{15}^* & A_{16}^* \\ A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \\ A_{41}^* & A_{42}^* & A_{43}^* & A_{44}^* & A_{45}^* & A_{46}^* \\ A_{51}^* & A_{52}^* & A_{53}^* & A_{54}^* & A_{55}^* & A_{56}^* \\ A_{61}^* & A_{62}^* & A_{63}^* & A_{64}^* & A_{65}^* & A_{66}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \end{bmatrix}$$

[0012] 其中, $\dot{\omega}_{eng}$ 、 $\dot{\omega}_{output1}$ 、 $\dot{\omega}_{output2}$ 、 $\dot{\omega}_{mg1}$ 、 $\dot{\omega}_{mg2}$ 、 $\dot{\omega}_{mg3}$ 分别为发动机、第一输出轴、第二输出轴、第一电机、第二电机、第三电机的角加速度,第二动力学特征矩阵 $A^*=(DD^T)^{-1}[I-D(D^TD)^{-1}D^T]$, T_e 、 T_{out1} 、 T_{out2} 、 T_{mg1} 、 T_{mg2} 、 T_{mg3} 分别为发动机、第一输出轴、第二输出轴、第一电机、第二电机、第三电机的力矩。

[0013] 在一个实施例中,履带车辆传动系统的第二动力学特征矩阵 A^* 符合以下条件,以实现两侧履带的独立控制,

$$[0014] \quad rank \begin{bmatrix} A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \end{bmatrix} = 2, A_{21}^* > 0, A_{31}^* > 0。$$

[0015] 在一个实施例中,履带车辆传动系统的第二动力学特征矩阵 A^* 符合以下条件,以实现中心转向功能,

$$[0016] \quad \begin{matrix} A_{21}^* < 0, A_{31}^* < 0; \text{或} A_{24}^* < 0, A_{34}^* < 0; \text{或} \\ A_{25}^* < 0, A_{35}^* < 0; \text{或} A_{26}^* < 0, A_{36}^* < 0 \end{matrix}。$$

[0017] 在一个实施例中,履带车辆传动系统的第二动力学特征矩阵 A^* 符合以下条件,以实现倒退功能,

$$[0018] \quad A_{21}^* \cdot A_{31}^* < 0; \text{或} A_{24}^* \cdot A_{34}^* < 0; \text{或} A_{25}^* \cdot A_{35}^* < 0; \text{或} A_{26}^* \cdot A_{36}^* < 0。$$

[0019] 在一个实施例中,履带车辆在当前车速下的最大牵引力根据当前速度下的最大角加速度 $\max \dot{\omega}_{output}$ 确定, $\max \dot{\omega}_{output}$ 采用如下公式确定:

$$[0020] \quad \max \dot{\omega}_{output} = \max(\max \dot{\omega}_{output_1}, \max \dot{\omega}_{output_2}, \dots, \max \dot{\omega}_{output_k});$$

$$[0021] \quad \dot{\omega}_{output_n} = \dot{\omega}_{output1_n} = \dot{\omega}_{output2_n};$$

$$[0022] \quad \dot{\omega}_{output1_n} = A_{21}^* T_{e_n} + A_{22}^* T_{out1} + A_{23}^* T_{out2} + A_{24}^* T_{mg1_n} + A_{25}^* T_{mg2_n} + A_{26}^* T_{mg3_n};$$

$$[0023] \quad \dot{\omega}_{output2_n} = A_{31}^* T_{e_n} + A_{32}^* T_{out1} + A_{33}^* T_{out2} + A_{34}^* T_{mg1_n} + A_{35}^* T_{mg2_n} + A_{36}^* T_{mg3_n};$$

[0024] 其中, $\dot{\omega}_{output_n}$ 和 $\max \dot{\omega}_{output_n}$ 分别表示当前车速下第n组发动机转速下的角加速度及其最大值, n的取值范围为1到k, T_{out1} 和 T_{out2} 根据当前车速和路面情况确定, T_{mg1_n} 、 T_{mg2_n} 、 T_{mg3_n} 、 T_{e_n} 分别表示当前车速下第n组发动机转速下各个电机和发动机的力矩, 该力矩范围根据电机和发动机的外特征曲线确定。

[0025] 在一个实施例中, 根据履带车辆传动系统的候选结构对应确定循环工况时的不同油耗, 选择使油耗最小的候选结构作为该履带车辆的结构。

[0026] 本发明还提供一种履带车辆, 包括前述实施例中的履带车辆传动系统。

[0027] 通过上述方案, 本发明实现了一种基于行星传动的履带车辆及其传动系统, 可以在履带车辆及其传动系统中发挥行星传动的优势。此外, 还实现了两侧履带的独立控制、中心转向、倒退等功能。

附图说明

[0028] 图1是本发明基于行星传动的履带车辆传动系统的一个实施例的结构示意图。

[0029] 图2A是本发明具有三个耦合类约束的三排行星齿轮机构(3-split)一个实施例的示意图。

[0030] 图2B是本发明具有两个耦合类约束以及一个制动类约束的三排行星齿轮机构(2-split+1-ratio)一个实施例的示意图。

[0031] 图3A是本发明三排行星齿轮机构与系统构件连接的一个实施例的结构示意图。

[0032] 图3B是与图3A具有同构关系的结构示意图。

[0033] 图4是本发明abc小类对应的三排行星齿轮机构与各系统构件连接方式的示意图。

具体实施方式

[0034] 在附图中, 使用相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。下面结合附图对本发明的实施例进行详细说明。

[0035] 图1是本发明基于行星传动的履带车辆传动系统的一个实施例的结构示意图。

[0036] 如图1所示, 该基于行星传动的履带车辆传动系统100包括: 三排行星齿轮机构10以及六个系统构件, 六个系统构件分别为发动机20、三个电机30(即第一电机31、第二电机32、第三电机33)以及用于分别控制左右两侧履带的两个输出轴40(即第一输出轴41和第二输出轴42)。六个系统构件分别与三排行星齿轮机构10的九个节点中的六个节点连接。其中, 电机既可作为电动机也可作为发电机。

[0037] 此外, 如图1所示, 履带车辆传动系统100还可以包括: 动力电池组50以及功率分配单元60。功率分配单元60还可以为履带车辆的其他用电设备提供电能。在图1的各部件间的连接关系中, 实线表示机械功率流, 虚线表示电功率流。

[0038] 为满足两侧履带的独立精确控制以及使得发动机工作在高效工作点同时为电附件提供功率的需求, 系统需要至少三个自由度。根据行星齿轮机构的自由度公式, 自由度d等于2乘以行星排数目n减去约束的总数c, 即:

$$[0039] \quad d = 2n - c \quad (1)$$

[0040] 由此可知, 为满足三个自由度的条件, 对于三排行星齿轮机构, 需要具有三个约束。对于行星结构而言, 约束主要有两类, 一种是耦合类约束(split), 即行星齿轮机构的两

个节点相互连接,如第一排行星齿轮机构的太阳轮输出轴与第二排行星齿轮机构的行星架输出轴相连;一种为制动类约束(ratio),即行星齿轮机构的一个节点与制动器相连,保持静止。对于三排行星齿轮机构而言,需要至少两个耦合类约束,以使各排行星齿轮机构间相互连接,第三个约束则可以采用耦合类或制动类约束。其中,具有三个耦合类约束的三排行星齿轮机构(3-split)如图2A所示,具有两个耦合类约束以及一个制动类约束的三排行星齿轮机构(2-split+1-ratio)如图2B所示。

[0041] 在分析结构配置的种类后,需要对所有的可能结构进行分析,首先需要对其进行动力学建模,写出能够表征其动力学特性的矩阵。在此举一个例子进行说明。参考图3A所示的三排行星齿轮机构与系统构件连接的一个示例,图中的eng表示发动机,mg表示电机(mg1、mg2、mg3分别表示第一电机31、第二电机32、第三电机33),output表示履带的输出轴(output1、output2分别表示第一输出轴41、第二输出轴42)。忽略行星结构各个节点自身的转动惯量,可以写出其动力学方程如下:

$$[0042] \quad \begin{bmatrix} I_e & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_1 & -S_2 & 0 \\ 0 & I_l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_3 \\ 0 & 0 & I_r & 0 & 0 & 0 & R_1+S_1 & R_2+S_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{mg1} & 0 & 0 & 0 & 0 & R_3+S_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{mg2} & 0 & 0 & -R_2 & -S_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{mg3} & -S_1 & 0 & 0 \\ -R_1 & 0 & R_1+S_1 & 0 & 0 & -S_1 & 0 & 0 & 0 \\ -S_2 & 0 & R_2+S_2 & 0 & -R_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -R_3 & 0 & R_3+S_3 & -S_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \\ F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

[0043] 其中, R_1 、 R_2 、 R_3 、 S_1 、 S_2 、 S_3 分别为第一、第二、第三排行星齿轮机构的齿圈半径及太阳轮半径, I_e 、 I_l 、 I_r 、 I_{mg1} 、 I_{mg2} 、 I_{mg3} 分别为发动机、第一输出轴(左输出轴)、第二输出轴(右输出轴)、第一电机、第二电机、第三电机的转动惯量,忽略行星排自身转动惯量, T_e 、 T_{out1} 、 T_{out2} 、 T_{mg1} 、 T_{mg2} 、 T_{mg3} 分别为发动机、第一输出轴、第二输出轴、第一电机、第二电机、第三电机的力矩, $\dot{\omega}_{eng}$ 、 $\dot{\omega}_{output1}$ 、 $\dot{\omega}_{output2}$ 、 $\dot{\omega}_{mg1}$ 、 $\dot{\omega}_{mg2}$ 、 $\dot{\omega}_{mg3}$ 分别为发动机、第一输出轴、第二输出轴、第一电机、第二电机、第三电机的角加速度, F_1 、 F_2 、 F_3 分别为第一、第二、第三排行星齿轮机构的内力。按照上述虚线所示的矩阵划分方法,可以将上述矩阵写为如下表达式:

$$[0044] \quad \begin{bmatrix} J & D \\ D^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega \\ F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

[0045] 其中, J 表示虚线左上角的矩阵,提取虚线右上角的矩阵作为第一动力学特征矩阵(用 D 表示),与三排行星齿轮机构相互一一对应。

$$[0046] \quad D = \begin{bmatrix} -R_1 & -S_2 & 0 \\ 0 & 0 & -R_3 \\ R_1+S_1 & R_2+S_2 & 0 \\ 0 & 0 & R_3+S_3 \\ 0 & -R_2 & -S_3 \\ -S_1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

[0047] 第一动力学特征矩阵 D 的列数等于行星排个数, D 的行数等于系统构件的总数,如

果系统构件与第*i*排行星齿轮机构的齿圈R相连,则D中对应位置元素的节点系数为 $-R_i$,如果系统构件与第*i*排行星齿轮机构的太阳轮S相连,则D中对应位置元素的节点系数为 $-S_i$,如果系统构件与第*i*排行星齿轮机构的行星架C相连,则D中对应位置元素的节点系数为 R_i+S_i ,D中其他位置元素全部为0, $i=1、2、3$,分别表示三排行星齿轮机构。依据上述规则可以写出所有三排三电机结构的动力学方程。

[0048] 基于上述三排三电机结构,根据上述的第一动力学特征矩阵D,可以计算三排行星齿轮机构与各系统构件连接方式的总数量。

[0049] 一般情况下,如果区分三个电机及两个输出的位置,三排行星齿轮机构与各系统构件连接方式的总数量如下:

[0050] 1)3-split类结构

$$[0051] \quad (C_6^3 A_3^3)^2 \times \frac{C_6^3 A_3^3 + 1}{2} = 871200$$

[0052] 2)2-split+1-ratio结构

$$[0053] \quad C_6^3 A_3^3 C_6^3 A_3^2 \times \frac{C_6^3 A_3^3 + 1}{2} + (C_6^3 A_3^3)^2 C_6^3 A_3^2 = 1949400$$

[0054] 因此,如果区分电机及输出轴的位置,三排行星齿轮机构与各系统构件连接方式的总数量为2820600。

[0055] 本发明采用了不区分电机及两个输出的位置变换,由于三个电机能够实现相同的功能,并且左右两侧的输出完全对称,如果两种结构只是三个电机或者两个输出的位置相互替换,则该类结构视为同构。例如,图3A和图3B为同构结构。

[0056] 为了去除同构结构,本发明对三个电机和两个输出的位置不进行区分,极大的缩减了计算容量,提高了计算效率。去除同构后的三排行星齿轮机构与各系统构件连接方式的总数量如下:

[0057] 1)3-split类结构

[0058]

$$(A_2^1 C_3^1 C_3^2 A_3^3 - C_4^1 A_3^3) \times [C_2^1 A_3^3] \times [C_3^1 A_3^3] + (A_2^1 C_3^1 C_3^2 A_3^2 - C_4^1 A_3^2) \times [C_2^1 C_3^1 A_3^3] \times [C_2^1 A_3^3 + A_3^3] = 72576$$

[0059] 2)2-split+1-ratio结构

[0060]

$$(A_2^1 C_3^1 C_3^2 A_3^3 - C_4^1 A_3^3) \times [C_3^1 C_3^2 A_3^3] \times [C_2^1 A_3^2] + (A_2^1 C_3^1 C_3^2 A_3^2 - C_4^1 A_3^2) \times [C_3^1 C_3^1 A_3^2] \times [C_2^1 A_3^3] = 136080$$

[0061] 故如果不区分三个电机和两个输出的位置的情况下,结构总共有208656种类,基础范围被大大缩小了一个量级。这也给基于行星传动的多电机多输出设计方案提供了一个思路。

[0062] 在上述结构组成的基础范围中,有部分结构不满足设计要求,需要进行剔除,该过程称为物理可行性筛选过程。有以下四种情况需要剔除:三个电机构成同一排行星齿轮机构;两个输出在同一排行星齿轮机构,剩余节点与发动机或制动器相连(两侧转速相互耦合,无法实现多工况独立控制);发动机与其中一个输出在同一排行星齿轮机构中,且剩余该排行星齿轮机构的节点与制动器相连(输出转速与发动机转速相互耦合);不可缺少任意一个系统构件(对应D矩阵一行全部为0)。

[0063] 如果从基础范围中根据上述四个不可行条件分别剔除不可行结构,可能会存在许

多重重复的筛选过程,因此本发明采用正向列举分类的方式,将三排行星齿轮机构分别进行分析,如果同一排行星齿轮机构上的三个节点均与系统构件相连,则为功率分流排(power-split);如果同一排行星齿轮机构上只有两个节点与系统构件相连,剩余节点与制动器连接,则为功率比例排(power-ratio)。

[0064] 写出这两种单排行星结构与系统构件的可能连接方式,即可以找到所有物理可行的结构如下表所示:

[0065]

component	power-split	power-split	power-split	power-split	power-ratio	power-ratio
engine	√	√			√	
mg	√	√√	√√	√	√	√
output	√		√	√√		√
No.	a	b	c	d	e	f

[0066] 表1

[0067] 其中,“√”表示相应的系统构件的数目。a表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、一个电机、一个输出轴,b表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、两个电机,c表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接两个电机、一个输出轴,d表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接一个电机、两个输出轴,e表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接发动机、一个电机、制动器,f表示一排行星齿轮机构的三个节点分别连接一个电机、一个输出轴、制动器。故对于一排行星传动结构而言,共有五种与系统构件的连接方式,相应的可以进行组合,这里不需要具体考虑同一排上的三个节点分别与哪个构件连接,因此只考虑组成不考虑相对位置的情况下,按照上面的两种基本结构类型,即3-power-split和2-power-split+1-power-ratio的种类,可以分别将可行的组合类型列举如下:

[0068]

可行的 3-power-split 结构 (3PS)	aaa、aab、aac、aad、acc、add、abc、 abd、acd、bcc、bdd、bcd
可行的 2-power-split+1-power-ratio 结构 (2PS-1PR)	aac、aaf、abf、ace、acf、adc、adf、 bcf、bdf、cce、cde

[0069] 表2

[0070] 故对于上述的几十万种基础结构,只需要分析上述23种大类的结构,即可分析出所有可能结构的特性,就能够进行选择适合的结构方案。另外,针对每个大类,如果考虑不同的布置顺序,可能会出现不同的结构组合形式,例如针对上述的ABC大类的结构,如果考虑组合顺序,会出现abc、acb、bac、bca、cab、cba的方案,但不考虑对称布置的方案,如abc、cba,故该大类中,共需要考虑的小类(或称子类)有abc、acb、bac三个小类。因此,abc类包括abc、acb和bac子类;abd类包括abd、bad、adb子类;acd类包括acd、cad、3dc子类;bcd类包括bcd、cbd、bdc子类;aab类包括aab、aba子类;aac类包括aac、aca子类;aad类包括aad、ada子类;acc类包括acc、cac子类;add类包括add、dad子类;bcc类包括bcc、cbc子类;bdd类包括bdd、dbd子类;abf类包括abf、baf和afb子类;ace类包括ace、cae和aec子类;acf类包括acf、caf和afc子类;ade类包括ade、dae和aed子类;adf类包括adf、daf和afd子类;bcf类包括

bcf、bfc和cbf子类;bdf类包括bdf、dbf和bfd子类;cde类包括cde、dce和ced子类;aae类包括aae、aea子类;aaf类包括aaf、afa子类;cce类包括cce、cec子类。针对每个大类经过分析后,可以得到对3PS的结构,共有27小类。针对2PS-1PR的结构,共有30小类。上述结构均满足物理可行性条件。

[0071] 对于abc小类,则第一排的结构构成为发动机、电机、输出轴分别与三个节点相连,第二排的构成为发动机和两个电机与三个节点相连,第三排的构成为两个电机和一个输出轴与三个节点相连。abc小类对应的三排行星齿轮机构与各系统构件连接方式如图4所示。

[0072] 该示意图即可写唯一写为如下的D矩阵的表达形式:

$$[0073] \quad D = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & 0 \\ a_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_1 \\ a_3 & b_2 & 0 \\ 0 & b_3 & c_2 \\ 0 & 0 & c_3 \end{bmatrix} \quad (5)$$

[0074] 这里不需要具体考虑同一排上的三个节点分别与哪个构件连接,因为D矩阵中a、b、c对应的角标1、2、3即分别与由太阳轮、行星架、齿圈中的任意组合一一对应,故相当于这一小类的结构,实际上有 $A_3^2 A_3^2 A_3^2 = 216$ 种不同的节点系数连接方式,根据不同的节点连接方式,将上述的a、b、c分别赋值进行计算。

[0075] 这种结构组合式方法,可以很大程度减少工作量,并具有很强的设计逻辑性,有利于分析不同类别的结构的特点,条理性比较清晰。

[0076] 下面需要针对履带式车辆的特性进行性能可行性的筛选。对于履带式车辆,根据不同的设计要求,其结构类型需要满足以下几项条件中的部分或全部:

[0077] 1. 实现两侧履带的精确独立控制。

[0078] 2. 实现中心转向的功能。

[0079] 3. 实现倒退的功能。

[0080] 4. 需要满足不同速度下对应的牵引力条件。

[0081] 其中上述的前三条可以通过分析每类结构的第一动力学特性矩阵D,即可进行判断,相应的推导过程如下。

[0082] 根据上述的方程,需要建立所有系统构件的角加速度与力矩的关系如下所示:

$$[0083] \quad \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \end{bmatrix} = A^* \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \end{bmatrix} \quad (6)$$

[0084] 为了验证上述的三条性能,忽略系统构件的转动惯量大小,根据公式(3)可以得到如下的表达式:

$$[0085] \quad DF = T \quad (7)$$

[0086] $D^T \dot{\Omega} = 0$ (8)

[0087] 对公式(7)(8)进一步进行如下推导:

[0088] $F = (D^T D)^{-1} D^T T$ (9)

[0089] $DF + D(D^T \dot{\Omega}) = T$ (10)

[0090] $DD^T \dot{\Omega} = T - D(D^T D)^{-1} D^T T$ (11)

[0091] $\dot{\Omega} = (DD^T)^{-1} [I - D(D^T D)^{-1} D^T] T$ (12)

[0092] 经过了上述的推导过程,可以得到第二动力学特征矩阵 $A^* = (DD^T)^{-1} [I - D(D^T D)^{-1} D^T]$, A^* 为一个 6×6 的矩阵,根据上式可以得到 A^* 矩阵的详细结构:

[0093]
$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_{eng} \\ \dot{\omega}_{output1} \\ \dot{\omega}_{output2} \\ \dot{\omega}_{mg1} \\ \dot{\omega}_{mg2} \\ \dot{\omega}_{mg3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}^* & A_{12}^* & A_{13}^* & A_{14}^* & A_{15}^* & A_{16}^* \\ A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \\ A_{41}^* & A_{42}^* & A_{43}^* & A_{44}^* & A_{45}^* & A_{46}^* \\ A_{51}^* & A_{52}^* & A_{53}^* & A_{54}^* & A_{55}^* & A_{56}^* \\ A_{61}^* & A_{62}^* & A_{63}^* & A_{64}^* & A_{65}^* & A_{66}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_e \\ T_{out1} \\ T_{out2} \\ T_{mg1} \\ T_{mg2} \\ T_{mg3} \end{bmatrix} \quad (13)$$

[0094] 相应的可以得到满足上述三个性能的判断条件,具体如下表所示:

[0095]

性能	条件
双输出独立控制	$rank \begin{bmatrix} A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \end{bmatrix} = 2, A_{21}^* > 0, A_{31}^* > 0$
倒退功能	$A_{21}^* < 0, A_{31}^* < 0$; 或 $A_{24}^* < 0, A_{34}^* < 0$; 或 $A_{25}^* < 0, A_{35}^* < 0$; 或 $A_{26}^* < 0, A_{36}^* < 0$
中心转向功能	$A_{21}^* \cdot A_{31}^* < 0$; 或 $A_{24}^* \cdot A_{34}^* < 0$; 或 $A_{25}^* \cdot A_{35}^* < 0$; 或 $A_{26}^* \cdot A_{36}^* < 0$

[0096] 表3

[0097] 为满足双侧履带的独立控制,则上述的两个输出的表达式中,与发动机及三个电机的转矩表达式不能完全相同,转化成表达式即为:

$rank \begin{bmatrix} A_{21}^* & A_{22}^* & A_{23}^* & A_{24}^* & A_{25}^* & A_{26}^* \\ A_{31}^* & A_{32}^* & A_{33}^* & A_{34}^* & A_{35}^* & A_{36}^* \end{bmatrix} = 2$ 。为保证双侧履带驱动前进模式,发动机需要

为双侧提供正向的驱动功率。根据上述两式中的表达式,两个输出的角加速度与发动机的转矩分别通过系数 A_{21}^*, A_{31}^* 相关,为了保证发动机输出转矩时两侧履带处在驱动状态,即角

加速度为正值,可知需满足条件: $A_{21}^* > 0, A_{31}^* > 0$ 。

[0098] 对于倒退功能,根据上述两式中的表达式,若需要实现发动机驱动两侧履带同时倒退,则当发动机转矩为正值时,两侧履带的加速度为负值,即满足 $A_{21}^* < 0, A_{31}^* < 0$ 。若无需发动机参与倒退,只需要纯电倒退功能即可,则三个电机需驱动两侧履带倒退,则当三电机中任意一个转矩为正时,两侧履带加速度为负即可,则满足 $A_{24}^* < 0, A_{34}^* < 0$ 或 $A_{25}^* < 0, A_{35}^* < 0$ 或 $A_{26}^* < 0, A_{36}^* < 0$ 。

[0099] 对于中心转向功能,两侧履带在同一时刻需满足角加速度符号相反,即一侧为正,一侧为负。则若满足发动机实现,则当发动机转矩为正值时,两侧履带加速度符号相反,即 $A_{21}^* \cdot A_{31}^* < 0$ 。同理若发动机不满足上述条件,则三个电机中需至少有一个电机转矩为正值时,两侧履带输出不同符号的角加速度,即 $A_{24}^* \cdot A_{34}^* < 0$ 或 $A_{25}^* \cdot A_{35}^* < 0$ 或 $A_{26}^* \cdot A_{36}^* < 0$ 。

[0100] 由于履带式车辆的结构设计中需要考虑牵引力的需求,所以需要计算在不同的转速条件下,所能达到的最大的牵引力并满足设计要求。此外,对不同的行驶工况也需要达到相应的油耗标准。

[0101] 针对最大牵引力的性能筛选中,对应一个确定的速度 v ,即可根据履带主动轮半径等参数求出两个输出的转速 $\omega_{output1}$ 、 $\omega_{output2}$,发动机的转速分别从0到 $\max \omega_{eng}$ 定间隔遍历,共有 k 组发动机转速参数,用 ω_{eng_n} 表示 k 组中某一组发动机转速。

[0102] 根据公式(8),其中 D 矩阵与 $\dot{\Omega}$ 矩阵可以划分为发动机、输出与电机两组矩阵,并写出以下表达式:

$$[0103] \quad [D_{eng-out}^T \quad D_{mg}^T] \begin{bmatrix} \dot{\Omega}_{eng-out} \\ \dot{\Omega}_{mg} \end{bmatrix} = 0, \quad \text{即} \quad \dot{\Omega}_{mg} = -D_{mg}^{-T} D_{eng-out}^T \dot{\Omega}_{eng-out} \quad (14)$$

[0104] 可以根据上式得到对应不同发动机转速 ω_{eng_n} 下的三个电机的转速 ω_{mg1_n} 、 ω_{mg2_n} 、 ω_{mg3_n} ,根据电机自身特性即可确定其转速的最大和最小转速,因此电机的转速需要根据其自身特性,满足下述转速约束,若不满足,则该发动机转速下为不可行。

$$[0105] \quad \min \omega_{mg1} \leq \omega_{mg1_n} \leq \max \omega_{mg1} \quad (15)$$

$$[0106] \quad \min \omega_{mg2} \leq \omega_{mg2_n} \leq \max \omega_{mg2} \quad (16)$$

$$[0107] \quad \min \omega_{mg3} \leq \omega_{mg3_n} \leq \max \omega_{mg3} \quad (17)$$

[0108] 针对可行的电机转速、发动机转速求出当前转速下的力矩的上下限,该力矩范围根据电机和发动机的外特征曲线确定,公式表示如下:

$$[0109] \quad \min T_{mg1(\omega_{mg1})} \leq T_{mg1_n} \leq \max T_{mg1(\omega_{mg1})} \quad (18)$$

$$[0110] \quad \min T_{mg2(\omega_{mg2})} \leq T_{mg2_n} \leq \max T_{mg2(\omega_{mg2})} \quad (19)$$

$$[0111] \quad \min T_{mg3(\omega_{mg3})} \leq T_{mg3_n} \leq \max T_{mg3(\omega_{mg3})} \quad (20)$$

$$[0112] \quad \min T_{e(\omega_{eng})} \leq T_{e_n} \leq \max T_{e(\omega_{eng})} \quad (21)$$

[0113] 其中, T_{mg1_n} 、 T_{mg2_n} 、 T_{mg3_n} 、 T_{e_n} 分别表示当前车速下第 n 组发动机转速下各个电机和发动机的力矩,该力矩范围根据电机和发动机的外特征曲线确定。

[0114] 根据公式(13)可以得到下式:

[0115]

$$\dot{\omega}_{output1_n} = A_{21}^* T_{e_n} + A_{22}^* T_{out1} + A_{23}^* T_{out2} + A_{24}^* T_{mg1_n} + A_{25}^* T_{mg2_n} + A_{26}^* T_{mg3_n} \quad (22)$$

[0116]

$$\dot{\omega}_{output2_n} = A_{31}^* T_{e_n} + A_{32}^* T_{out1} + A_{33}^* T_{out2} + A_{34}^* T_{mg1_n} + A_{35}^* T_{mg2_n} + A_{36}^* T_{mg3_n} \quad (23)$$

[0117] 其中, T_{out1} 和 T_{out2} 根据当前车速和路面情况(例如摩擦系数)确定。[0118] 并且, $\dot{\omega}_{output_n} = \dot{\omega}_{output1_n} = \dot{\omega}_{output2_n}$ (24)[0119] 其中, n 的取值范围为1到 k 。 $\dot{\omega}_{output_n}$ 表示当前车速下第 n 组发动机转速下的角加速度。[0120] 根据当前车速下第 n 组发动机转速下的角加速度及其最大值(即 $\dot{\omega}_{output_n}$ 和 $\max \dot{\omega}_{output_n}$),可以利用下式求得当前车速下的最大角加速度 $\max \dot{\omega}_{output}$

$$\max \dot{\omega}_{output} = \max(\max \dot{\omega}_{output_1}, \max \dot{\omega}_{output_2}, \dots, \max \dot{\omega}_{output_k}) \quad (25)$$

[0122] 根据当前车速下的最大角加速度 $\max \dot{\omega}_{output}$,进而求得履带车辆在当前车速下的最大行驶加速度 a 及最大牵引力 ma ,其中 m 为履带推土机的整车质量。[0123] 针对物理可行性筛选和/或性能可行性筛选后的剩余候选直驶结构,假定若剩余 x 种结构,分别编号为 $design_1, design_2, \dots, design_x$,需要根据履带式车辆的特定需求工况,计算其综合燃油效率是否满足设计要求,根据不同的使用条件和范围,建立适合该使用条件的工况。并根据该工况针对最终剩余的候选结构做动态规划,并求出每种候选结构对应该特定循环工况下的油耗 $fuel(design_1) \cdots fuel(design_x)$ 的值(单位L/km),选取油耗最小的结构作为最优结构,相应表达式为: $\min[fuel(design_1), fuel(design_2), \dots, fuel(design_x)]$ 。

[0124] 在本发明的描述中,术语“左”、“右”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本发明和简化描述,而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作,因此不能理解为对本发明保护范围的限制。

[0125] 最后需要指出的是:以上实施例仅用以说明本发明的技术方案,而非对其限制。本领域的普通技术人员应当理解:可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改,或者对其中部分技术特征进行等同替换;这些修改或者替换,并不使相应技术方案的本质脱离本发明各实施例技术方案的精神和范围。

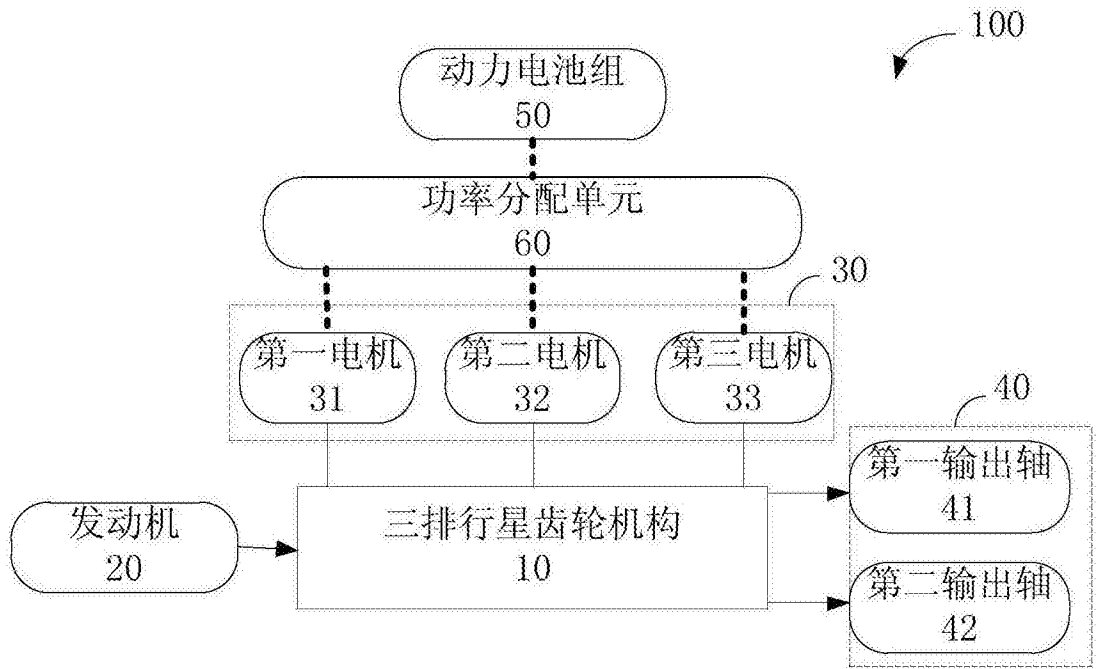


图1

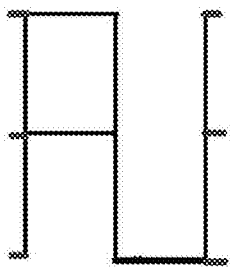


图2A

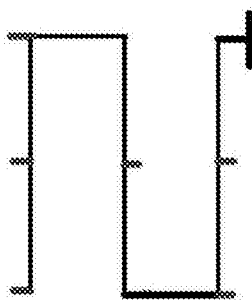


图2B

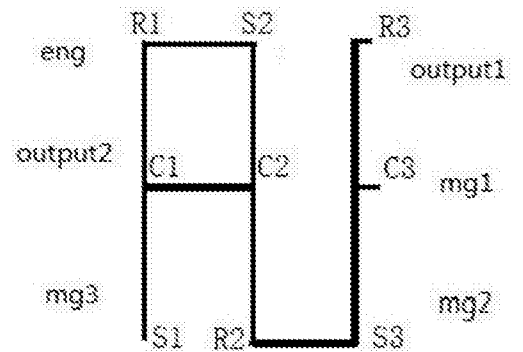


图3A

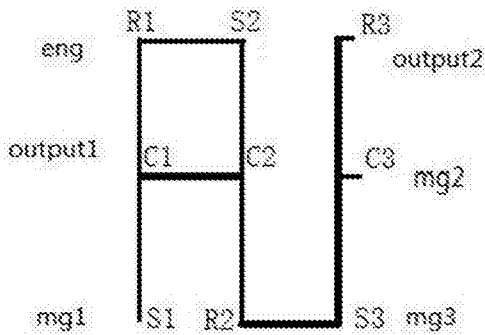


图3B

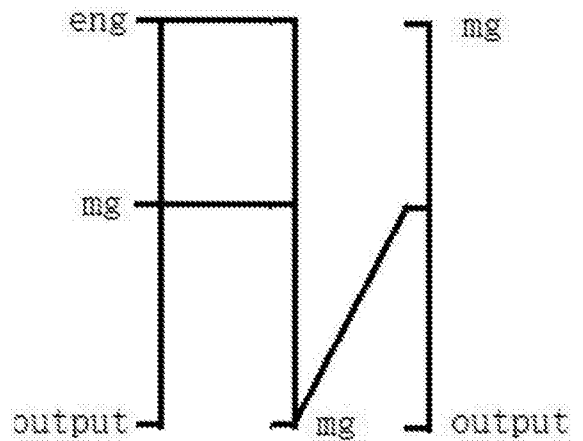


图4