DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.06.002

六轮电驱动铰接车行驶状态功率流试验*

钟　恒　陈树新

(北京科技大学机械工程学院,北京 100083)

【摘要】 定性分析了六轮独立电驱动、并联运行铰接车不同行驶状态下无跟随控制的整车功率流状态。建立了系统功率流模型和轮边电动机功率矩阵,采用功率键合图法和归一化功率矩阵描述了系统功率流。试验以转矩为调节目标,采用调压的方式模拟永磁同步电动机并联运行的功率流状态。试验分析表明直线行驶和电制动时两侧轮电机牵引和制动功率分配均衡;转角较大时外侧轮电动机再生发电并产生制动转矩,内侧轮电机负荷加重,滑转率增大,轮速比系数 k_n 随着转向角的增大而增大,功率比系数 k_P 随之减小,载荷大小对 k_n 的影响不大,转矩比系数 k_T 为后桥大于前桥且重载大于轻载;打滑轮电动机转速增大而转矩减小,行驶稳定性变差。

关键词:铰接车　电驱动　功率流　六轮独立驱动　功率键合图

中图分类号:U469.4　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2012)06-0008-07

Power Flow Experiment and Analysis of Driving States on Six-wheel Electric Drive Articulated Vehicle

Zhong Heng　Chen Shuxin

(*School of Mechanical Engineering*, *University of Science and Technology Beijing*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract

The qualitative analysis of system power flow was made for articulated vehicle which had six independently-electric-driving wheels running in parallel under different driving states without following control. The system power flow model and wheel-motor power matrix were established. System power flow was described by using power bond graph and normalized power matrix. Taking torque as the control target, the test was performed to simulate the power flow state of permanent magnet synchronous motors running in parallel by means of adjusting voltage. Test analysis showed that the traction and braking power of the wheel-motor on both sides were equal when driving and electric braking straightly. The outside wheel-motors ran into regeneration state and produced braking torque when steering angle was large, then inside wheel-motors' load were aggravating and theirs slip ratio increased. Speed ratio k_n increased with the increasing of steering angle, but power ratio k_P decreased at the same time. The severity of load had little effect on k_n, Torque ratio k_T of the rear axle was larger than the front axle and overload state was larger than light load state.

Key words　Articulated vehicle, Electric drive, Power flow, Six-wheeled independently-driving, Power bond graph

引言

铰接车的前车架与后车架之间具有铰接点,前、后车架通过转向油缸的伸缩在铰接点处产生相对夹角来实现车辆的转向[1~2]。目前,对两轮或四轮电驱动刚性车控制策略的研究较多[3~9],对电驱动铰接车的研究很少。为了设计一种基于行驶状态判定而采取跟随控制的电驱动铰接车新型控制策略,判

收稿日期:2011-07-05　修回日期:2011-09-29

*"十一五"国家科技支撑计划资助项目(2008BAB32B03)

作者简介:钟恒,博士生,主要从事机电传动与控制技术研究,E-mail:zh_ustb@163.com

定过程需要实时监控各轮边电动机运行参数及其功率流状态，所以对不同行驶状态下无跟随控制的电驱动系统功率流状态进行定性分析和试验研究是十分必要的。

本文以六轮独立电驱动、并联运行的铰接车为研究对象，采用功率键合图法[10]和归一化功率矩阵，结合台架试验定性分析不同行驶状态下无跟随控制的系统功率流状态。

1　建立功率键合图模型

六轮铰接车系统功率流模型如图 1a 所示，能量从发动机经发电机流入直流母线，再分配给并联在母线上的 6 台独立控制的牵引电动机，它们经轮边减速器分别驱动 6 个车轮。

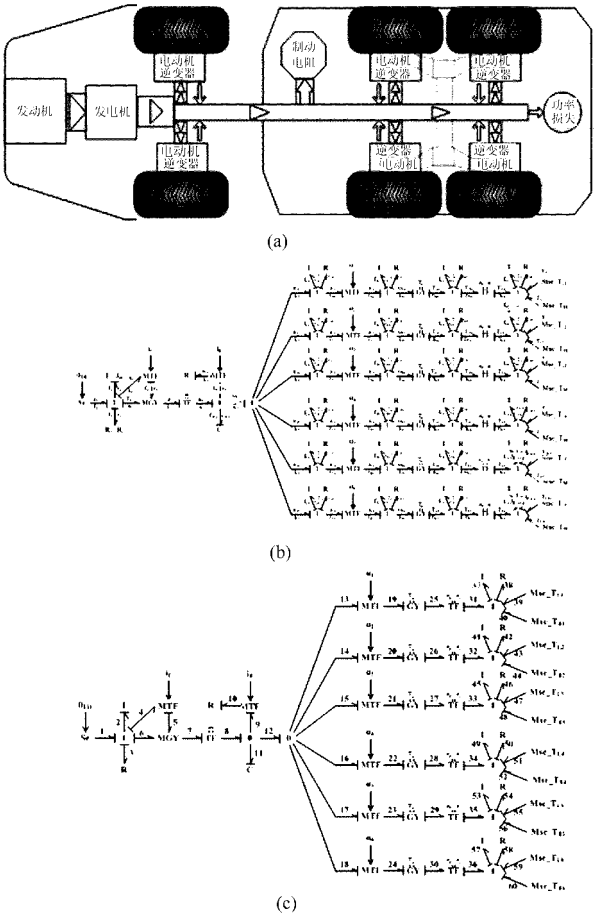

图 1　六轮铰接车功率键合图及模型

Fig. 1　Power bond graph and model of six-wheels articulated truck

系统功率键合图如图 1b 所示，用半箭头键描述功率流向，全箭头键为信号键，势变量 e 和流变量 f 分别标在功率键的上、下侧，两者的正积为正流向。部分图元的绕组自感、电阻，电动机轴转动惯量，机械损耗等用 I、R 表示。为了便于分析，本文采用简化的系统键合图，如图 1c 所示，保留发动机和表示系统阻性、惯性元件的 I 和 R，负载和制动转矩分别用可变势源 $\mathrm{MSe_}T_{\mathrm{L}}$ 和 $\mathrm{MSe_}T_{\mathrm{B}}$ 表示，系统主要部件基本键图元见表 1。

表 1　主要部件基本键图元

Tab. 1　Basic bond graph elements of main components

部件	键图元	键号	部件	键图元	键号
发动机	$\mathrm{Se},\theta_{\mathrm{TH}}$	1	制动器	$\mathrm{MTF}:i_{\mathrm{B}}$	9
励磁器	$\mathrm{MTF}:i_{\mathrm{f}}$	5	制动电阻	R	10
发电机	MGY	7	逆变器	$\mathrm{MTF}:\alpha$	13 ~ 18
整流器	$\mathrm{TF}:m$	8	永磁电动机	$\mathrm{GY}:T_{\mathrm{m}}$	25 ~ 30
滤波电容	C	11	减速器	$\mathrm{TF}:z_2/z_1$	31 ~ 36

2　行驶状态的功率流分析

本文分析基于下列假设：①行驶时所有轮胎都未离开地面。②各轮轮胎特性相同，不计胎压、磨损和半径差异等影响。③牵引电动机特性相同。④直行与转向时车辆为匀速行驶，忽略空气阻力、加速阻力和坡道阻力等瞬时动力学因素变化。

轮边电动机功率矩阵为

$$\boldsymbol{A}=\begin{pmatrix} P_{11} & \cdots & P_{1i} \\ \vdots & & \vdots \\ P_{\theta 1} & \cdots & P_{\theta i} \end{pmatrix} \quad (i=1,2,\cdots,6) \tag{1}$$

其中　$P_{\theta i}=k_Z\dfrac{C_{\mathrm{T}}\Phi}{9\,550}n_i I_{ai}$　　$k_Z=\begin{cases}1 & (T_i>0)\\ -1 & (T_i<0)\end{cases}$

式中　$P_{\theta i}$——第 i 个轮边电动机的输出功率，θ 表示不同转向角工况

n_i——第 i 个轮边电动机的转速

C_{T}——电动机转矩常数

Φ——电动机每极磁通

I_{ai}——i 轮电动机电枢电流

k_Z——功率系数

$\boldsymbol{A}$ 的归一化矩阵为

$$\boldsymbol{B}=\begin{pmatrix} q_{11} & \cdots & q_{1i} \\ \vdots & & \vdots \\ q_{\theta 1} & \cdots & q_{\theta i} \end{pmatrix} \tag{2}$$

其中

$$q_{\theta i}=\begin{cases}(P_{\theta i}-P_{\theta\min})/(P_{\theta\max}-P_{\theta\min}) & (P_{\theta i}>0)\\ -1+(P_{\theta i}-P_{\theta\min})/(P_{\theta\max}-P_{\theta\min}) & (P_{\theta i}<0)\end{cases} \tag{3}$$

式中　$q_{\theta i}$——对应 $P_{\theta i}$ 的归一化值

2.1　直线行驶

根据铰接车的对称性设计，质心位于车辆纵向轴线上，故同桥轮荷相等。当地面附着条件一致，各轮电动机转速相等，输出转矩根据前、后桥荷分配比

例而定,两侧轮电动机输出功率分配均衡,如图 2 所示。图中用 2 个 4 通口共势结分别连接左、右侧轮电动机,系统功率为正流向。矩阵 $\boldsymbol{A}$、$\boldsymbol{B}$ 的 1、3、5 列向量与 2、4、6 列向量之和相等。

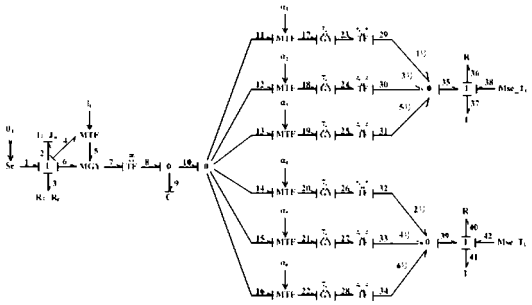

图 2 直线行驶功率键合图

Fig. 2 Straight driving power bond graph

2.2 电制动

电制动过程中牵引电动机处于发电状态,电能回馈入直流母线通过制动电阻以热能的形式消耗掉。以直线电制动为例,前、后桥车轮的制动力根据桥荷的转移来分配。如图 3 所示,分别用 3、5 通口共势结连接前、后桥轮边电动机,功率为负流向,信号 i_{B} 控制制动功率大小。矩阵 $\boldsymbol{A}$ 各元素 $P_{\theta i}<0$,矩阵 $\boldsymbol{B}$ 元素 $q_{\theta i}$ 在[-1,0]范围。

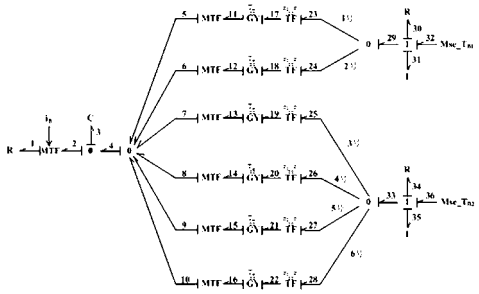

图 3 电制动功率键合图

Fig. 3 Electric braking power bond graph

2.3 转向行驶

以左转为例,图 4 为六轮铰接车低速转向模型,车体无倾翻,悬架特性忽略不计。

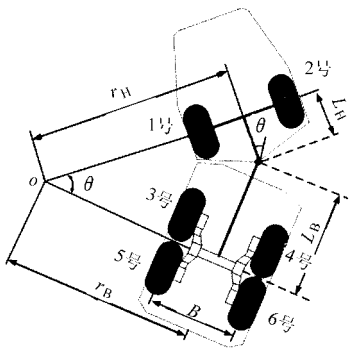

图 4 六轮铰接车转向示意图

Fig. 4 Steering schematic of six-wheels articulated

前、后桥中点的转向半径为

$$r_{\mathrm{H}}=\frac{L_{\mathrm{B}}}{\sin\theta}+\frac{L_{\mathrm{H}}}{\tan\theta} \tag{4}$$

$$r_{\mathrm{B}}=\frac{L_{\mathrm{H}}}{\sin\theta}+\frac{L_{\mathrm{B}}}{\tan\theta} \tag{5}$$

式中 L_{H}、L_{B}——前、后桥中点距铰接点的距离

液压转向结构决定了各轮转速在转向中互有差异,而转向中心在后桥轴向延长线上,故后车架同侧轮转速相同;外侧轮的平均转速大于内侧轮。永磁同步电动机机械特性表达式为

$$n_i=\frac{U_i-\Delta U}{C_e\Phi}-\frac{R_a}{C_eC_T\Phi^2}T_i \tag{6}$$

式中 U_i——电动机 i 的工作电压

ΔU——功率晶体管饱和管压降

R_a——电枢电阻 C_e——电动势常数

T_i——电动机 i 的转矩

永磁电动机的磁通 Φ 为常数,当工作电压不变时,令 $K_{1i}=\dfrac{U_i-\Delta U}{C_e\Phi}$,$K_2=\dfrac{R_a}{C_eC_T\Phi^2}$,式(6)写成

$$n_i=K_{1i}-K_2T_i \tag{7}$$

可知电动机转速与转矩是线性关系。由式(4)~(7)可得

$$\frac{n_2}{n_1}=\frac{K_{12}-K_2T_2}{K_{11}-K_2T_1}=\frac{r_2}{r_1}=\frac{r_{\mathrm{H}}+\dfrac{B}{2}}{r_{\mathrm{H}}-\dfrac{B}{2}}=$$

$$1+\frac{2B\cos\theta}{2(L_{\mathrm{B}}\cot\theta+L_{\mathrm{H}}\sin\theta)-B\cos\theta} \tag{8}$$

$$\frac{n_4}{n_3}=\frac{n_6}{n_5}=\frac{K_{14}-K_2T_4}{K_{13}-K_2T_3}=\frac{K_{16}-K_2T_6}{K_{15}-K_2T_5}=$$

$$\frac{r_4}{r_3}=\frac{\sqrt{\left(r_{\mathrm{B}}+\dfrac{B}{2}\right)^2+r_l^2}}{\sqrt{\left(r_{\mathrm{B}}-\dfrac{B}{2}\right)^2+r_l^2}}=\sqrt{1+\frac{2Br_{\mathrm{B}}}{\left(r_{\mathrm{B}}-\dfrac{B}{2}\right)^2+r_l^2}} \tag{9}$$

$$\sum_{i=1}^{6}T_i=T_{\mathrm{L}} \tag{10}$$

$$\frac{T_{\mathrm{f}}}{T_{\mathrm{m}}}=a_{w12}\quad\frac{T_{\mathrm{m}}}{T_{\mathrm{r}}}=a_{w23} \tag{11}$$

式中 T_{f}、T_{m}、T_{r}——前、中、后桥电动机的输出转矩

T_{L}——负载转矩

r_l——后桥距后轮心的距离,为 1

a_{w12}、a_{w23}——前中桥荷比、中后桥荷比

r_i——车轮转向半径,$i=1,2,3,4$

B——车轮中心距

联立式(8)~(11)计算得知前外轮电动机的转速最快,各电动机转速关系是分析六轮转向的功率流状态的重要因素。

无跟随控制时，外侧轮电动机的转速被拖高，输出转矩下降，牵引功率减小；内侧轮电动机转矩增大，牵引功率增大。键合图负载转矩功率键的长短描述车轮转速，粗细描述转矩大小，如图 5 所示。

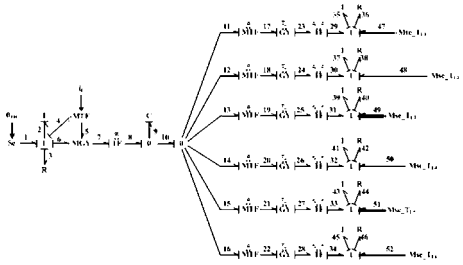

图 5　转向行驶功率键合图

Fig. 5　Steering power bond graph

此外，转向离心力使得内侧轮荷小于外侧轮荷，导致内侧负荷减轻而驱动力却增大，外侧负荷增加而驱动力却减小，于是内侧轮的滑转率大于外侧轮。

当转向角较大时，前外轮电动机最先被拖转发电并产生制动转矩，输出的负功率通过母线转移到其他牵引电动机上。图 6 中 2 号电动机功率流向取反，用虚线表示。这不仅继续增大内侧轮的滑转率和前外侧车轮的滑移率，影响转向特性、加剧车轮的磨损，还会导致内侧轮电动机短时过载，实际控制应该避免。

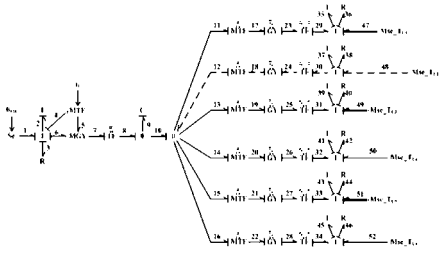

图 6　大角度转向功率键合图

Fig. 6　Big angle steering power bond graph

无跟随控制转向时，考虑到桥荷分配的影响，以重载且后桥四轮荷相等为例，转向导致内外侧轮边电动机转矩不均衡使得矩阵 $\boldsymbol{A}$ 的行向量存在以下关系

$$P_{\theta 3} = P_{\theta 5} > P_{\theta 1} > P_{\theta 4} = P_{\theta 6} > P_{\theta 2} \qquad (12)$$

矩阵 $\boldsymbol{A}$ 元素包含正、负值，其矩阵 $\boldsymbol{B}$ 元素归一化值在[−1,1]范围。

当控制系统判断出转向行驶时，需提高外侧轮电动机的工作电压并降低内侧轮电动机的工作电压，使外侧轮电动机输出更大功率以增加输出转矩，同时平衡内侧轮电动机的转矩，实现等转矩转向控制，平衡内外侧车轮滑转率进而保证转向半径。

2.4　打滑行驶

当车辆在低附着路面起动或行驶时，地面附着力 F_μ 小于车轮驱动力 F_t，部分车轮与地面由纯滚动变为滚动加滑动。打滑轮电动机驱动转矩减小，转速提高，输出功率减小；整车驱动力输出将主要由非打滑车轮电动机负担，其转矩增大，转速下降。图 7 为 1 号车轮打滑系统键合图。如果不加以控制，车辆将向车轮转速较慢的一侧转向，影响车辆行驶稳定性。可采取转速协调控制，降低打滑车轮电动机工作电压保持各车轮转速一致。

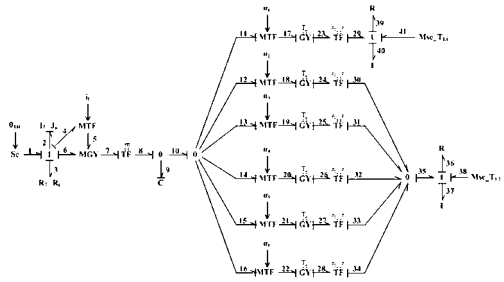

图 7　打滑功率键合图

Fig. 7　Wheel slip power bond graph

打滑状态矩阵 $\boldsymbol{B}$ 元素 $q_{\theta i} = 1$ 表示正常行驶车轮，打滑车轮电动机功率归一化值在[0,1]范围。

3　试验与曲线分析

为验证功率流分析，搭建了 2 套台架模拟试验系统。一套系统如图 8 所示，2 台 4 kW 永磁同步电动机（$U_N = 220$ V，$I_N = 11.7$ A，$n_N = 1\,500$ r/min，$T_N = 25.5$ N·m）通过一台 T 系列减速机（减速比 $i_T = 2$）与测功机相连，逆变器 UIi 并接在直流母线上。该系统以转矩为调节目标，用调压的方式模拟无跟随控制的车辆直线行驶、转向和打滑工况。另一套系统如图 9 所示，电动机 M3 和 M4 由电网供电，为 M1 和 M2 提供反拖动力，模拟车辆下坡行驶时电制动工况。

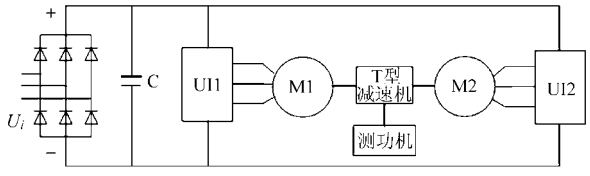

图 8　直行、转向和打滑工况试验系统

Fig. 8　Test system of straight driving, steering and slipping

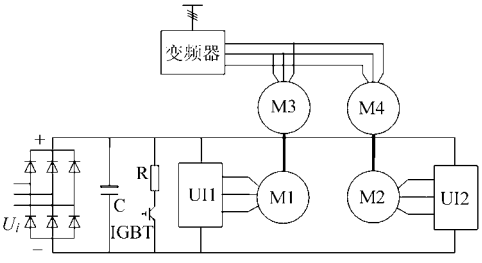

图 9　电制动工况试验系统

Fig. 9　Test system of electric braking

3.1　模拟直线行驶工况

设置 M1 和 M2 的工作电压相等，测功机提供负

载转矩 T_L。此时两电动机转速相等,输出转矩均约为 $T_L/4$,验证了匀速直行时同桥牵引电动机功率是均衡分配的。

3.2 模拟转向工况

在直线行驶基础上,保持 M1 的工作电压不变,升高 M2 的工作电压。用 M1 模拟外侧车轮电动机,M2 模拟转向机构拖动外侧车轮转速升高的工况,同时也模拟内侧轮电动机,试验原理如图 10 所示。

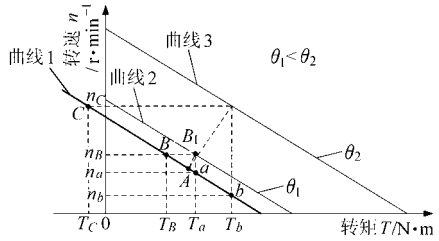

图 10 内、外侧轮电动机机械特性曲线

Fig. 10 Machinery characteristic curves of inside and outside wheel-motors

曲线 1 为 M1 和 M2 在电压 U_1 时的机械特性曲线,A 为转向前的稳态运行点,随着 M2 电压升高到 U_2,电动机 M2 的机械特性变成曲线 2。由于两电动机输出轴刚性连接,M1 转速被拖高至 n_B,转矩减小至 T_B,在 B 点达到平衡;M2 运行于 B_1 点,转矩增大至 T_a。实际上,无跟随控制时内侧轮电动机工作电压也是 U_1,运行于曲线 1 的 a 点。试验反映了内、外侧轮电动机转矩、转速的变化趋势。

两电动机工作电压差 ΔU 反映了车辆转向角 θ。当车辆转向角增大至 θ_2,M2 工作在曲线 3,外侧轮 M1 转速被拖高至 n_C,进入发电状态,输出负转矩 T_C,在 C 点达到平衡;内侧轮 M2 实际运行在曲线 1 上的 b 点,转矩增大至 T_b。试验反映了不同转向角时各电动机功率的变化趋势。

图 11 为模拟大角度转向时同桥内、外轮电动机转矩-电流曲线。外侧轮输出转矩和功率都随转向角的增大而减小,再由正转负,电流呈先减小后增大的趋势;内侧轮转矩和功率则持续增大。

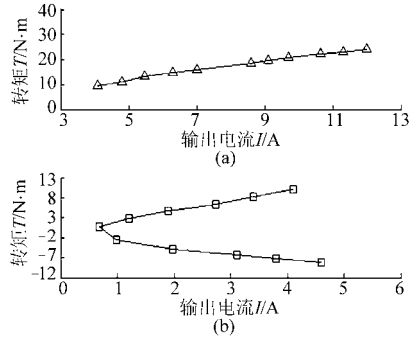

图 11 电动机转矩-电流曲线

Fig. 11 Motor torque-current curves

(a) 内侧轮电动机 (b) 外侧轮电动机

双电动机并联试验反映了直流母线功率自适应调节特性,同理,六轮电动机并联系统功率流与双电动机并联类似,需要根据铰接转向结构计算各轮电动机的转速关系,从而得到相应转矩和功率的关系。以某 50 t 铰接车结构尺寸为参考,$a_{w_{12}}$、$a_{w_{23}}$ 轻载时取 1.31 和 1.04,重载时取 0.87 和 1.00。联立式(8)~(11)计算得到无跟随控制的六轮转向功率流分析曲线。

图 12 和 13 分别反映轻载和重载工况各轮转速、功率与转向角的关系。前外侧 2 号电动机转速最高且上升斜率最大,其转矩下降斜率也最大;前桥的负荷比重对前内侧 1 号电动机的输出转矩和功率有影响,其上升斜率最大。5 号和 6 号电动机的速差随着负荷的增大而增大。此外,载荷越大,外侧轮越难被拖转发电。

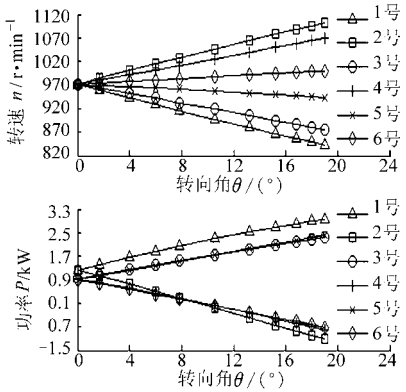

图 12 轻载各轮电动机转速和功率曲线

Fig. 12 Wheel-motor speed and power curves under light load

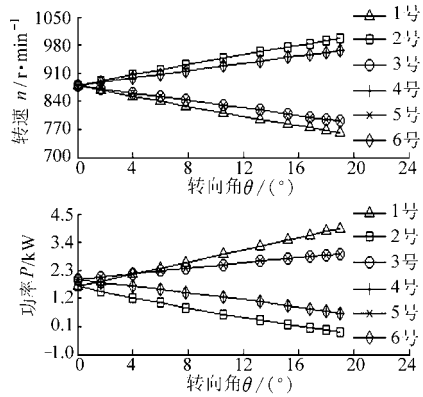

图 13 重载各轮电动机转速和功率曲线

Fig. 13 Wheel-motor speed and power curves under heavy load

前、后桥中点的转弯半径随转向角的增大而减小且近似相等,外侧轮与内侧轮的转速和之比 k_{nz} 与功率和之比 k_{Pz} 的关系如图 14 所示,转向角 θ 相同时轻载工况的功率比系数小于重载工况,说明重载转向时内、外侧轮电动机功率的相对变化量较小,实际需施加的电压控制量则较小。

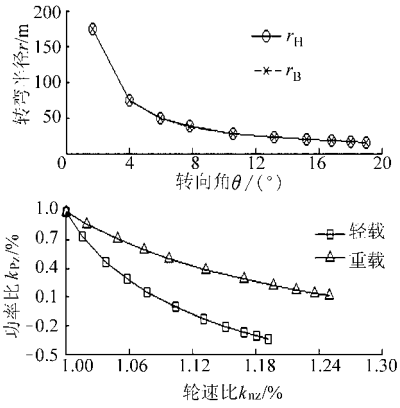

图 14　功率比 k_{Pz} 与轮速比 k_{nz} 关系曲线

Fig. 14　Relation curves of power ratio factor k_{Pz} and speed ratio factor k_{nz}

前、后桥外侧轮与内侧轮的转速比分别为 k_{n1} 和 k_{n2}，转矩比分别为 k_{T1} 和 k_{T2}，$k_{n1}=n_2/n_1$，$k_{n2}=n_4/n_3=n_6/n_5$；$k_{T1}=T_2/T_1$，$k_{T2}=T_4/T_3=T_6/T_5$。如图 15a 所示，k_{n1} 和 k_{n2} 都随着转向角 θ 的增大而增大，前桥大于后桥，粗、细线分别代表重、轻载，可见载荷大小对 k_n 的影响不大。k_{T1} 和 k_{T2} 随 θ 的增大而减小，后桥大于前桥且重载大于轻载，如图 15b 所示。

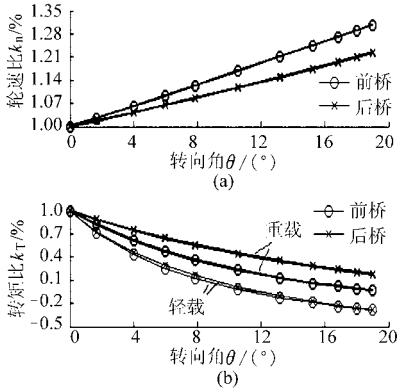

图 15　前、后桥内外侧轮速比和转矩比曲线

Fig. 15　Speed ratio and torque ratio curves of inside and outside wheel of front and rear axle

模拟轻载转向状态的矩阵为

$$\boldsymbol{B}=\begin{bmatrix}1 & 1 & 0.111 & 0.111 & 0 & 0\\ 1 & 0.409 & 0.472 & 0.054 & 0.419 & 0\\ 1 & 0.166 & 0.622 & 0.029 & 0.594 & 0\\ 1 & 0.071 & 0.681 & 0.018 & 0.665 & 0\\ 1 & 0.016 & 0.717 & 0.010 & 0.709 & 0\\ 1 & -1 & 0.761 & 0.035 & 0.762 & 0.034\\ 1 & -1 & 0.794 & -0.943 & 0.802 & -0.937\\ 1 & -1 & 0.814 & -0.932 & 0.827 & -0.921\\ 1 & -1 & 0.827 & -0.928 & 0.844 & -0.913\\ 1 & -1 & 0.837 & -0.925 & 0.856 & -0.908\end{bmatrix}$$

验证了前外侧轮最先被拖转发电和在该桥荷比条件下各轮边电动机功率的相对变化关系。

3.3　模拟打滑工况

用 M1 模拟打滑车轮电机，M2 工作电压的升高使得 M1 转矩随着 n_1 的增大而减小，M2 的转矩 T_2 会随着功率的转移而增大，模拟了非打滑轮电机的工况。打滑工况参数见表 2，打滑车轮电机转速上升且不会超过工作电压的空载转速，输出功率随转矩减小而减小。

3.4　模拟直线电制动工况

M3 和 M4 以相同转速分别驱动 M1 和 M2，由于电动机转子是永磁体，M1 和 M2 被拖转发电。通过图 9 中制动控制器 IGBT 调节消耗在制动电阻 R 上的制动功率，使得 M1 和 M2 产生制动转矩。两电动机转速相等，制动转矩也相等，制动功率均衡分配，电制动参数见表 3。

表 2　打滑状态参数

Tab. 2　Slipping state parameters

打滑车轮电动机				非打滑车轮电动机			
转速	转矩	电流	功率	转速	转矩	电流	功率
n/r·mim^{-1}	T/N·m	I/A	P/kW	n/r·min^{-1}	T/N·m	I/A	P/kW
952.00	20.00	8.89	1.99	952.00	20.00	8.89	1.99
960.60	15.22	6.76	1.53	950.28	20.96	9.31	2.09
964.85	12.86	5.72	1.30	949.43	21.43	9.52	2.13
968.61	10.77	4.79	1.09	948.68	21.85	9.71	2.17
971.98	8.90	3.96	0.91	948.00	22.22	9.88	2.21

表 3　电制动参数

Tab. 3　Electric braking parameters

母线		电动机 M1			电动机 M2		
电压	电流	转速	转矩	功率	转速	转矩	功率
U/V	I/A	n/r·min^{-1}	T/N·m	P/kW	n/r·min^{-1}	T/N·m	P/kW
263.2	-11.9	1 330	-9.90	-1.38	1 330	-9.97	-1.39
225.7	-10.3	1 140	-8.50	-1.01	1 140	-8.56	-1.02
184.1	-8.4	950	-6.83	-0.68	950	-6.80	-0.68

4 结论

(1)功率键合图和归一化的轮边电动机功率矩阵较好地描述了电驱动系统的功率流状态,能清晰地反映各轮边电动机输出功率相对变化关系,便于分析使用。

(2)直线行驶和电制动时,两侧电动机功率均衡分配。转向时,外侧轮平均转速大于内侧轮,前外轮最快;前内侧轮转矩和功率上升斜率最大,桥荷分配对各电动机输出转矩和功率有影响。随着转向角 θ 的增大,功率比系数 k_P 随轮速比系数 k_n 的增大而减小,载荷轻重对轮速比系数 k_n 的影响不大;转矩比系数 k_T 是后桥大于前桥且重载大于轻载。当转向角较大时外侧轮边电动机被拖转发电并产生制动转矩,输出的负功率通过母线转移到其他牵引电动机上,内侧轮边电动机负荷加重;转向离心力会增大内侧轮的滑转率和前外侧车轮的滑移率,影响转向特性、加剧车轮的磨损。需平衡内、外侧轮转矩和滑转率,实现等转矩转向的控制。

(3)打滑车轮电动机驱动转矩减小,转速升高,减小的功率通过母线转移给非打滑车轮电动机。可采取转速协调控制,降低打滑车轮电动机工作电压使得各车轮的转速一致。

参 考 文 献

1 刘晋霞,张文明,董翠燕. 铰接式自卸车与刚性自卸车的比较[J]. 矿山机械,2003,31(9):21 ~ 23.
Liu Jinxia, Zhang Wenming, Dong Cuiyan. Companon between articulated dump truck(ADT) and off-load truck[J]. Mining & Processing Equipment,2003,31(9):21 ~ 23. (in Chinese)

2 李勇. 大型电动轮自卸车交流变频调速系统研究[D]. 湘潭:湖南科技大学,2009.
Li Yong. The research on control system of heavy-duty electrical wheels autonomous dump truck based on frequency control technology[D]. Xiangtan:Hunan University of Science and Technology,2009. (in Chinese)

3 王树凤,李华师. 四轮转向车辆后轮转角与横摆力矩联合模糊控制[J]. 农业机械学报,2011,42(5):14 ~ 19.
Wang Shufeng,Li Huashi. Yaw moment fuzzy control of four-wheel-steering vehicle based on co-simulation technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(5):14 ~ 19. (in Chinese)

4 赵峰,罗禹贡,李克强,等. 混合动力汽车牵引力分层控制与硬件在环试验[J]. 农业机械学报,2011,42(4):8 ~ 12.
Zhao Feng,Luo Yugong,Li Keqiang,et al. Hierarchical traction control for hybrid electric vehicle and hardware-in-loop test [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(4):8 ~ 12. (in Chinese)

5 靳立强,王庆年,宋传学. 电动轮驱动汽车动力学最优 PD 控制仿真[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(10): 2 264 ~ 2 268.
Jin Liqiang,Wang Qingnian,Song Chuanxue. Simulation for optimal PD control for dynamics control of EV with motorized wheels[J]. Journal of System Simulation,2007,19(10):2 264 ~ 2 268. (in Chinese)

6 吴志红,朱文吉,朱元. 电动车电子差速控制方法的研究[J]. 电力电子技术,2008,42(10):64 ~ 66.
Wu Zhihong, Zhu Wenji, Zhu Yuan. Research on electrical differential control system of electric vehicle[J]. Power Electronics,2008,42(10):64 ~ 66. (in Chinese)

7 李巍,张承宁. 电驱动车辆双电机协调控制研究[J]. 车辆与动力技术,2005(2):13 ~ 16.
Li Wei,Zhang Chengning. Study on the harmonious control of dual motors in electric[J]. Vehicle & Power Technology, 2005(2):13 ~ 16. (in Chinese)

8 王庆年,张缓缓,靳立强. 四轮独立驱动电动车转向驱动的转矩协调控制[J]. 吉林大学学报:工学版,2007,37(5):985 ~ 989.
Wang Qingnian, Zhang Huanhuan, Jin Liqiang. Torque co-ordinated control of four-wheel independent drive electric vehicles in cornering[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition,2007,37(5):985 ~ 989. (in Chinese)

9 贺鹏,堀洋一. 四轮独立驱动电动汽车的稳定性控制及其最优动力分配法[J]. 河北工业大学学报,2007,36(4):26 ~ 32.
He Peng, Hori Yoichi. Stability control and optimum force distribution for 4-wheel-independent-driven electric vehicle[J]. Journal of Hebei University of Technology,2007,36(4):26 ~ 32. (in Chinese)

10 张平,刘星荣. 汽车系统分析的键合图法[J]. 江苏理工大学学报:自然科学版,2001,22(1):23 ~ 26.
Zhang Ping, Liu Xingrong. Bond graph method for automobile system analysis[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology:Natural Science,2001,22(1):23 ~ 26. (in Chinese)