

电动轮自卸车电制动系统设计与制动效能分析*

北京科技大学 杨洋 张文明
北京首钢重型汽车制造厂 梁希民

摘 要:矿用电动轮自卸车的制动系统与传统机械式自卸车相比有很大区别。以北京科技大学与首钢重型汽车制造厂联合研制开发的 170 t 交-直式矿用电动轮自卸车作为实际工程背景,介绍了电动轮制动系统的组成以及基本工作情况,并阐述了辅助电制动系统的基本设计原理。根据电机厂给出的实测数据,绘制轮边电机在空载情况下的自然速率特性曲线。以车辆制动总距离作为衡量制动效能的依据,将主回路的最大允许电流值作为主要设计参数。自低到高,采用不同的主回路限流值,具体分析主回路实际工作情况,分别绘制整个电制动过程车辆轮边电机的电流和转矩曲线图。计算车辆以 30 km/h 车速开始实施电制动,直到最后停止的总制动距离,最终确定设计参数。提出 1 种相对简便的方法衡量矿用电动轮自卸汽车实际制动效能,为交一直式电动轮辅助电制动系统的设计提供理论参考。

关键词:电动轮 电制动 制动效能

矿用自卸车是露天矿山、水电工程等专用道路上短距离运输的特殊工程车辆,其传动方式分为机械式和电传动式两种。与传统的机械式相比,采用电传动方式的电动轮自卸车具有结构简单可靠,维修量小,制动停车准确,可实现无级调速,牵引性能好和发动机经济性好等诸多优点。其中交-直电动轮是以大功率柴油发动机为原动机,带动发电机,发电机发出的交流电经整流后带动安装于主动车轮轮辋内的直流电动机,再经轮边行星齿轮减速器减速后,带动驱动轮,从而达到可调整的牵引和制动效果。这一工作过程实际是将机械能转变为电能,再将电能重新转变成机械能的过程^[1]。本文以北京科技大学与首钢重型汽车制造厂联合研制开发的交-直电动轮自卸车作为实际工程背景,阐述了电制动系统的基本原理和设计过程,并通过实际制动效能的分析计算检验设计的合理性。

1 电动轮自卸车制动系统的组成

电动轮自卸车通常采用液压制动和电制动相结合的方式。对于普通的液压制动方式,由于车辆满载自重大,所需制动力大,对摩擦片的材料性能要求很高,目前摩擦片的生产水平很难满足使用要求,频繁更换摩擦片导致成本过高。仅采用轮边电机进行电制动,制动效能受车速的影响较大,低速状态下,电制动无法满足实际需要。因此,当车辆正常行驶时,

一般采用电力辅助制动,车速较低时(一般是低于 5 km/h)采用液压制动方式。

2 电动轮辅助电制动基本原理

电动轮的辅助制动系统可分为标准电制动和加速电制动两种,区别在于前者发动机工作在固定转速下,而后者发动机工作在不定转速下。电动轮工作在电制动方式时的主回路示意图如图 1 所示^[2]。主发电机发出的交流电经整流后为整个动力线路供电,牵引工况电动轮行驶方向直接由接触器 KM_4 、 KM_5 和 KM_6 、 KM_7 成对接通和断开来实现。标准电制动期间,轮边电机以发电机方式工作,二极管关闭,接触器 KM_3 接通,主发电机通过整流器给励磁绕组供电,同时车辆由于惯性向前行驶,轮边电机电枢绕组所产生的电流流过整流器以及位于走台板上的制动电阻,通过电阻产生热量将轮边电机所产生的电能消耗掉。

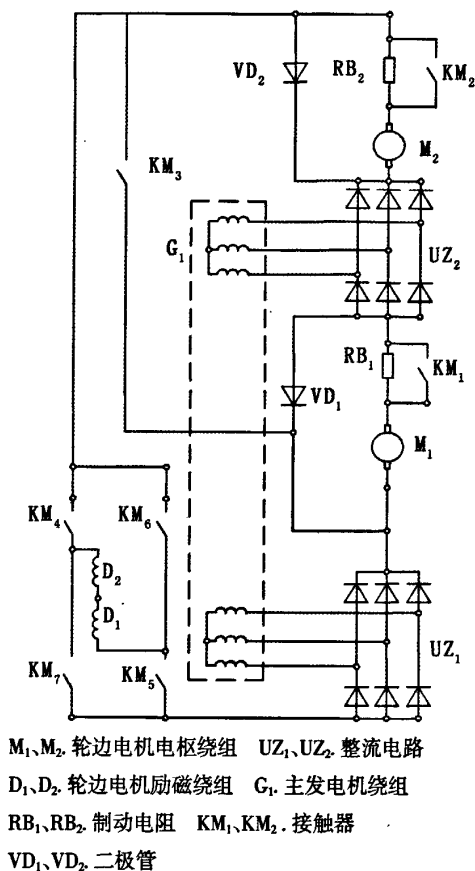
3 辅助制动设计与校核

3.1 辅助电制动过程

根据对轮边电机的实际转速特性的测试,绘制电机在自然状态下进行制动的电流和输出转矩的变化曲线,如图 2 所示。

由图 2 可以看出,随着速度的降低,电机电流上升的速度加快,会很快超过电机的额定电流,造成过

* 基金项目:国家科技支撑计划(2006BAB11B03)



M₁、M₂ 轮边电机电枢绕组 UZ₁、UZ₂ 整流电路
D₁、D₂ 轮边电机励磁绕组 G₁ 主发电机绕组
RB₁、RB₂ 制动电阻 KM₁、KM₂ 接触器
VD₁、VD₂ 二极管

图1 主回路示意图

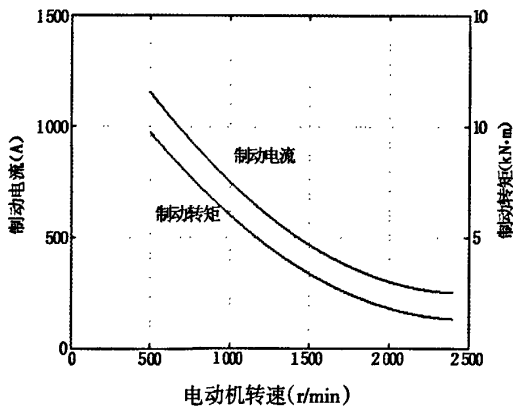


图2 轮边电机自然速率特性曲线

载。因此,在实际制动过程中,当制动电流达到某值时,必须对主回路进行限流,避免发生危险。

要确定主回路最大电流值,一方面需要考虑回路中各电器元件的承载能力问题:限流值过大,对相应各元件承载能力的要求会有所提高;另一方面要

考虑整车的制动效能问题:限流值过小,会导致制动效能差,制动距离过大,无法满足使用要求。

根据实际情况,首先假定主回路最大电流值为650 A,电动机励磁电流最大为760 A。通过计算得到制动电流、制动力矩和电机转速(与车速对应)的关系,如图3所示。整个制动过程设计两个控制点。当电动机转速在2450 r/min下降到1640 r/min阶段,电机处于自然速率特性状态,符合图2曲线情况,两个二极管处于接通状态,KM₃断开。当转速达到1640 r/min时,由于电枢电流达到了预先设定的最大安全值,电路自动进行过流保护,使电流值保持最大值不变,此时,电动机的制动转矩的变化曲线也随之改变,转矩的增大趋势有所减小,直到电动机转速降到1050 r/min,此时电路中的KM₃断开和二极管VD₁、VD₂关闭,使得电动机电枢绕组串入励磁绕组,电动机进入反接制动状态,至车辆停止。

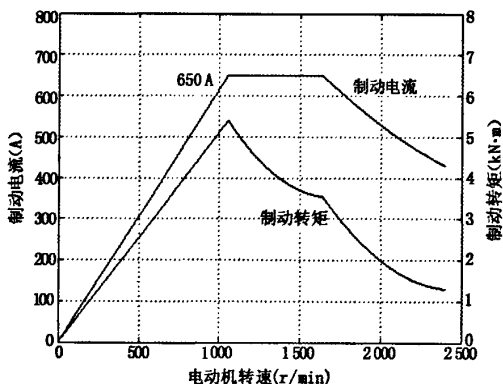


图3 轮边电机制动特性曲线

3.2 制动效能分析计算

汽车的制动效能是指在良好的路面上,汽车以一定初速度制动到最后停车的制动距离或制动时的减速度。制动效能是评价汽车制动性能的最基本的评价指标^[3]。制动过程中车轮受力状况分析如图4所示。

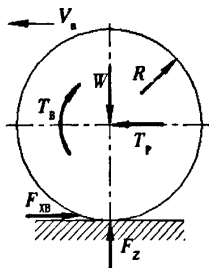
假定车轮所受地面制动力在附着力范围之内,则

$$F_{XB} = \varphi_b \cdot W = \frac{T_B}{R} \quad (1)$$

式中: φ_b ——制动力系数。

因此,该制动轮的减速度(即整车减速度)为

$$a = \frac{F_{XB} \cdot g}{W} = \frac{T_B \cdot g}{W \cdot R} \quad (2)$$



F_{xp} 地面制动力, N T_b 制动力矩, N·m
 W 车轮所受垂直载荷, N T_r 车轴对车轮的推力, N
 R 车轮半径, m V_s 车辆速度, m/s F_z 地面对车轮的法向作用力, N

图4 制动工况车轮受力分析图

式中: g ——重力加速度, m/s^2 。

对于矿用电动轮自卸车, 通过车辆结构设计实现后桥载荷约为整车的 2/3, 即单侧驱动轮载荷约为整车的 1/3。另外, 虽然车辆后轮采用单侧双胎的形式, 但可以认为两个轮胎无相对运动, 此处进行计算时按一个轮胎考虑。

进行电制动时, 车轮所受的制动力来自轮边电机的输出力矩。从图 3 中可以看出, 整个制动过程中车辆进行变减速运动。假设汽车以 30 km/h(电动机转速约为 1 680 r/min)车速行驶时开始制动

$$v_1^2 - v_0^2 = 2aS \quad (3)$$

式中: v_1 ——车辆末速度, m/s;
 v_0 ——车辆初速度, m/s;
 a ——减速度, m/s^2 ;
 S ——行驶距离, m。

由(3)式可得

$$\Delta S = \frac{v \cdot \Delta v}{a} \quad (4)$$

由(2)式可得, 在车轮垂直载荷和车轮半径固定不变的情况下, 车辆制动减速度 a 是关于电机制动力矩的函数; 从图 3 中可知, 电机转速在 0~1 050 r/min, 1 050~1 640 r/min, 1 640~1 680 r/min 的 3 段范围之内时, T_b 是关于电机转速的函数, 3 个函数关系式可通过对每段曲线分别拟合的方式得到; 另外, 在假定车轮无打滑现象的前提下, 车辆的行驶速度与电机转速存在正比函数关系, 比例系数为轮边行星齿轮减速比。因此, 车辆制动减速度 a 是关于车速 v 的函数, 即 $a = f(v)$ 。在车辆整个制动过程的 3 个速度阶段内分别对车速 v 进行积分运算再求和, 可以得到车

辆的制动总距离, 即

$$S = \sum \int \frac{v \cdot dv}{f(v)} \quad (5)$$

3.3 结果分析与改进

通过计算, 主回路允许最大电流值为 650 A 时, 车辆制动距离较长, 无法满足实际要求, 需要进行适当调整。由于受到车辆的重量、行车阻力和制动减速度等几个因素共同影响。因此, 为了满足整车的强度要求, 必须通过增大制动减速度实现。保持励磁电流不变, 增大主回路最大电流到 760 A, 根据电机速率特性曲线(如图 5 所示), 计算得到的制动距离在 35~40 m 之间, 能够满足实际要求。

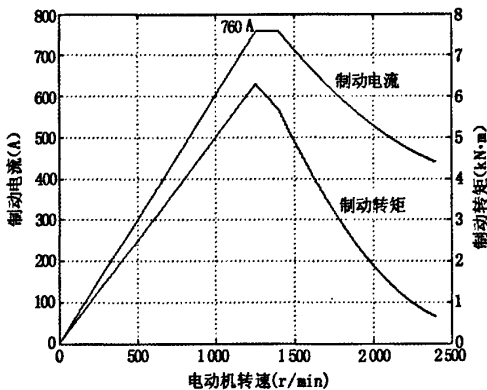


图5 电机速率特性曲线

4 结束语

受生产成本低、车辆批量小、应用面相对较窄等诸多客观原因的限制, 重型矿用电动轮自卸车进行样车试制和试验的机会很少。因此, 在车辆设计过程中就要求对各种结果进行反复论证。本文简要介绍了 170 t 国产交-直电动轮自卸车电制动系统的基本原理和设计过程, 并给出了制动效能的分析和计算。目前, 该样车正处于设计生产阶段, 尚无实例验证, 实际效果还有待于对样车进行试验。

参考文献

- [1] 贺渡. 后卸式电动轮自卸车总体设计[J]. 设计·计算·研究, 1994(2): 7-8.
- [2] 谢芳芳, 张斌, 王镇道. DSP 在变频电源下的电动轮自卸车控制中的应用[J]. 现代电子技术, 2006(7): 116-117.
- [3] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.

通信地址: 北京科技大学土木与环境工程学院(100083)

(收稿日期: 2007-08-30)