

20 吨内燃机梭式矿车动力传动系统设计与研究

安晓波

(金诚信矿业管理股份有限公司, 北京 101500)

[摘要] 传统的井下 20 t 梭式矿车使用电驱动,操作过程中需要不断收、放电缆,且存在运输速度慢、不能远距离运输、转场不便等问题。若简单改为发动机驱动,需要 150 kW 以上的发动机才能满足动力需求,但 150 kW 以上的发动机外形尺寸过大,在不改变现有梭式矿车整车结构的基础上无法布置到整车中间位置。本文论证了采用 150 kW 或以上的发动机和静液压传动系统来解决此问题的技术方案。

[关键词] 20 t 梭式矿车; 发动机; 静液压传动系统; 功率限制

[中图分类号] TD528 **[文献标志码]** B **[文章编号]** 1003-8884(2023)06-0066-05

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2023.06.013

0 概述

随着全球矿业机械化水平的不断提高,梭式矿车已成为地下矿山开采的重要设备。传统的井下梭式矿车是电驱动的,使用中需要不断收、放电缆,不能远距离运输且存在转场不便的问题。以东南亚地区钾盐矿开采为例,目前使用的主要运输设备即为 20 t 梭式矿车(以下简称梭车),均为电动的,最高时速仅 8 km/h 左右,运输效率低,且远距离施工及转场不便,亟需一款内燃机驱动的梭车来弥补其不足。

通过调研,目前钾盐矿主要的采掘方式是连采机+梭车+皮带传送,而传统的电动梭车电缆长度约 200 m。设计井下采矿工艺时,梭车的运输距离不能多于 160 m。使用不便且大大限制了井下的采矿效率。而且电动铲运机大量使用电缆、电机等电器元件,而钾盐矿腐蚀性大,电缆、线束等电器元件腐蚀很快,且故障率高,严重制约了矿山的生产效率。开发一款内燃机驱动的,采用液压控制及传动的梭车具有技术和经济价值的。

国内煤矿使用的有轨梭车生产企业众多,如江

西鑫通、山东中煤等;电动无轨梭车也已有厂家在生产,如山西煤科院、天津久益等。但内燃机梭车尚未出现在市场上。

目前钾盐矿使用的主要运输设备即为 20 t 梭式矿车,均为电动的,最高时速仅 8 km 左右,运输效率低,远距离施工及转场不便,亟需一款内燃机驱动的梭车来弥补其不足。

钾盐矿巷道截面尺寸一般为 4 m × 8 m(高 × 宽)。梭车须配合连采机使用,连采机放料口高度约 2.2 m,如图 1 所示。梭车(前端)受料口从连采机出料口接料,货箱底部的刮板将矿料向梭车后端运输。梭车装满料后行驶到破碎机,从(后端)出料口直接将矿石卸入破碎机。

受连采机放料口高度所限,梭车高度不能高于 2.2 m;为提高运输效率,梭车在井下运输时不掉头,前端受料,后端卸料。梭车使用货箱底部的刮板机构来卸料,所以要求梭车货箱底部必须是平的。因此发动机只能布置在梭车的底部或两侧。若发动机布置在梭车底部,梭车货箱的高度则需抬高,受整车高度所限(2.2 m),货箱的容积会变小,运载能力则会不足,所以发动机和传动系统只能布置在梭车的两侧。而传统的机械传动系统,发动机、离合器或变矩器、变速箱等必须布置在整车中间位置,无法满足内燃机梭车的要求。

而静液压传动系统具有能量密度高,布置灵活,无级变速等优点,能满足内燃机梭车的需求。静液压传动系统广泛应用于井下装备,各类台车上,技术

[收稿日期] 2023-08-20

[作者简介] 安晓波(1987—),男,河北石家庄人,中级工程师,大学本科,主要从事各类机械设备研发、液压系统设计工作。

[引用格式] 安晓波. 20 吨内燃机梭式矿车动力传动系统设计与研究[J]. 有色设备, 2023, 37(6): 66-70.

成熟,能满足内燃机梭车的需求。

设计目标:设计一款内燃机驱动的无轨胶轮梭车。最高车速 15 km/h 左右(平路),运输重量 ≥ 20 t,爬坡能力 $\geq 14^\circ$ (25%)。经初步估算,笔者所在公司设计的 20 t 梭车(KATUS20)整车空载重量约 15 t 左右,满载重量 35 t 左右。

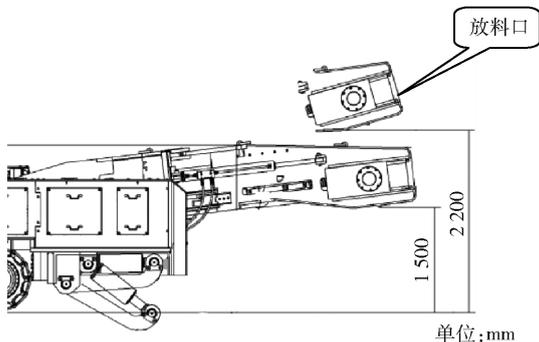
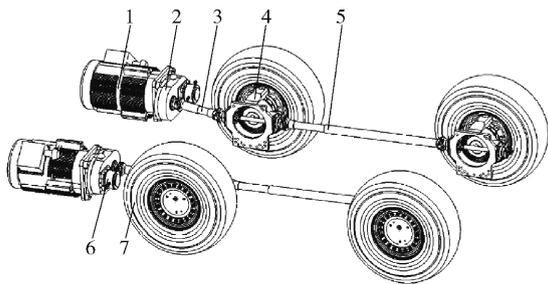


图1 连采机高度示意图

1 传统电动梭车动力传动系统

如图 2 所示,动力传动系统是由行走电机、行走电机减速器、制动器、长传动轴、短传动轴、轮边减速器以及轮胎组件等组成。梭车的动力源是悬挂在机架两侧的电机,通过行走电机减速器、长短传动轴、轮边减速器将动力传给轮胎组件。两侧均为刚性驱动。传动路线为:行走电机 \rightarrow 行走电机减速器 \rightarrow 短传动轴 \rightarrow 轮边减速器 \rightarrow 轮胎组件 \rightarrow 长传动轴 \rightarrow 轮边减速器 \rightarrow 轮胎组件^[1-3]。



1. 行走电机;2. 行走电机减速器;3. 短传动轴;4. 轮边减速器;5. 长传动轴;6. 制动器;7. 轮胎组件

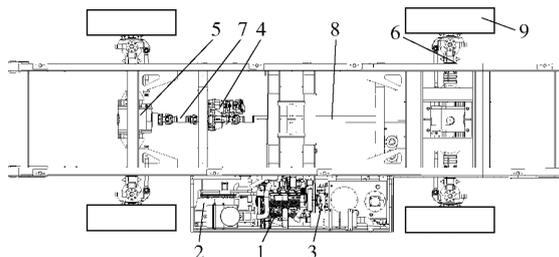
图2 电动梭车动力传动系统

电动梭车配备的电缆一般 200 m 左右,用于连接电源。行走电机与行走电机减速器通过联轴器安装在一起,行走电机通电启动,经行走电机减速器减速,再通过短传动轴驱动前桥轮边减速器工作,从而带动前桥行走。前桥轮边减速器和后桥轮边减速器

之间通过长传动轴相连,从而实现四驱。此布置方案发电机等动力传动系统布置在车架的两侧,货箱布置在整车中间,可有效降低货箱高度。

2 内燃机梭车的动力传动系统方案(新方案)

如图 3 所示,内燃机梭车(本方案)的动力传动系统是由发动机、散热器、闭式变量泵、行走马达、前桥、后桥、短传动轴、长传动轴以及轮胎组件等组成。梭车的动力源是布置于车架左侧的发动机,通过闭式变量泵、行走马达、分动箱、传动轴以及驱动桥将动力传给轮胎组件。传动路线为:发动机 \rightarrow 闭式变量泵 \rightarrow 行走马达 \rightarrow 分动箱 \rightarrow 传动轴 \rightarrow 轮胎组件。



1. 发动机;2. 散热器;3. 闭式变量泵;4. 行走马达;5. 前桥;6. 后桥;7. 短传动轴;8. 长传动轴;9. 轮胎组件

图3 内燃机梭车的动力传动系统

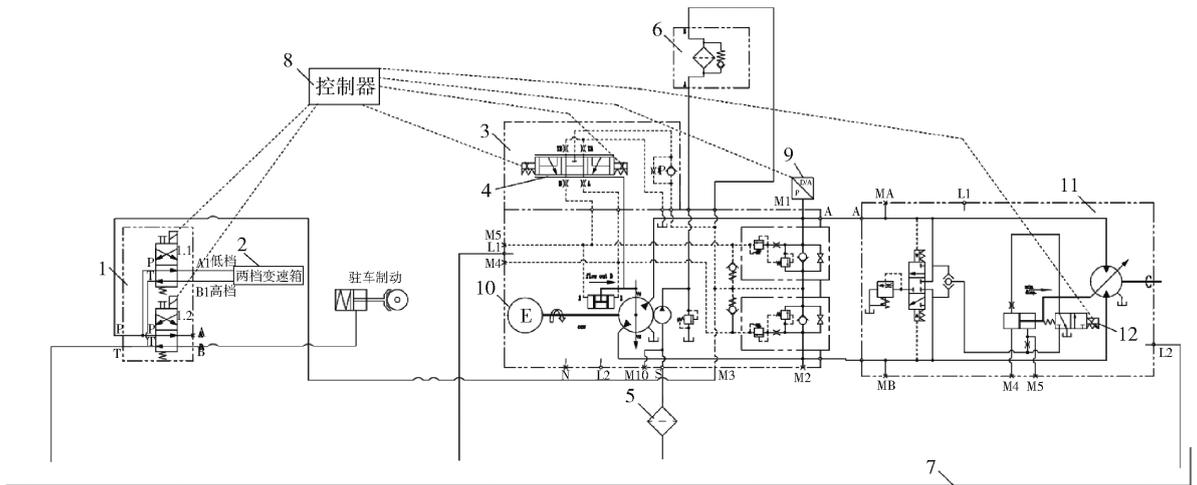
内燃机梭车无需配备电缆,工作距离不受限制。发动机与闭式变量泵通过联轴器安装在一起,发动机启动,带动闭式变量泵工作,其产生的高压油驱动行走马达工作。行走马达与分动箱安装在一起,行走马达带动分动箱工作,分动箱通过短传动轴和长传动轴驱动前桥和后桥工作,从而驱动轮胎组件工作,整车行走。

此布置方案传动系统采用静液压传动系统,发发动机、闭式泵等动力传动系统布置在车架的一侧,货箱可布置在整车中间,也可有效货箱降低高度。

3 静液压传动系统的组成及原理

如图 4 所示,本静液压传动系统由电磁换向阀组、两档液控变速箱、闭式变量泵(包括比例电磁阀)、两点变量马达(包括电磁换向阀)、吸油过滤器、补油过滤器、油箱、控制器、压力传感器、发动机组成。

电磁换向阀组包括变速箱高低档切换电磁阀 1.1 和 1.2 分别控制高低速和驻车制动,由控制器进行控制。



1. 电磁换向阀组;2. 两档液控变速箱;3. 闭式变量泵;4. 电磁阀;5. 吸油过滤器;6. 补油过滤器;7. 油箱;8. 控制器;9. 压力传感器;10. 发动机;11. 两点变量马达;12. 电磁换向阀

图4 静液压传动系统原理图

两档液控变速箱,通过高低速控制油口控制,提供两个速比,井下作业使用低速档(低速,大扭矩,速比4.78);路面使用高速档(高速,小扭矩,速比1.63)。

闭式变量泵排量可通过比例电磁阀无级调节,由控制器通过比例电流进行控制。

两点变量马达,可通过电磁换向阀控制泵的排量(满排量或半排量),由控制器控制。

控制器通过电信号控制静液压系统的工作。它接收各个操纵装置的信号进行转换,然后输出信号控制其他元件工作,且控制会根据收集的信号计算传动系统的功率,当功率超过设定值时(一般发动机总功率的65%),控制器会自动降低闭式变量泵的排量。从而降低传动系统消耗的功率,避免发动机过载熄火。

压力传感器测量传动系统的压力,反馈给控制器,当传动系统功率超过系统设定压力时,控制器会控制闭式变量泵降低流量,避免发动机熄火,保护发动机。发动机通过联轴器与闭式变量泵相连。

发动机启动后通过联轴器驱动闭式变量泵开始工作。驾驶员操作手柄产生电信号,当控制器收到操作手柄输入的电信号时,会输出相应的电比例信号给闭式变量泵上的比例电磁阀。其再推动闭式变量泵的斜盘产生相应的摆角,从而会输出相应流量的高压油。闭式变量泵的排量与手柄(或踏板)输入给控制器的电流信号成正比。闭式变量泵产生的高压油进入两点变量马达,推动马达旋转,马达再带动分动箱工作。分动箱通过传动轴驱动前后桥行走^[4-6]。

分动箱和两点变量马达的挡位均通过电信号控制,闭式变量泵进、出油的切换通过控制器输出的信号控制。

4 静液压传动系统的计算

4.1 平路面运输速度计算

车速计算公式见式(1)。

$$v = \frac{V_p \times N_e \times \eta \times 2 \times R_l \times 3.14 \times 60}{V_m \times K_t \times K_a \times 1000} \quad (1)$$

式中: v 为车速,km/h; V_p 为闭式变量泵排量,mL/r; N_e 为发动机转速,r/min; η 为容积效率; R_l 为轮胎半径,m; V_m 为行走马达排量,mL/r; K_t 为变速箱速比; K_a 为桥速比。

平路面行驶消耗功率表达式见式(2)。

$$P_l = \frac{\mu \times G \times 9.8 \times v}{3.6} \quad (2)$$

式中: P_l 为平路面行驶消耗功率,kW; μ 为摩擦系数; G 为整车重量,kg。

已知闭式变量泵排量 V_p 为140 mL/r;行走马达最大排量160 mL/r,平路行驶时使用设定的半排量 V_m 为96 mL/r;容积效率 η 取0.9;已知轮胎半径 R_l 为0.55 m;变速箱速比 K_t 为高档速比4.78;桥速比 K_a 为22。

由式(1)可得:

$$v = \frac{V_p \times N_e \times \eta \times R_l \times 3.14 \times 60}{V_m \times K_t \times K_a \times 1000} = \frac{140 \times 2200 \times 0.9 \times 0.55 \times 3.14 \times 60}{96 \times 1.63 \times 22 \times 1000} \approx 17.6 \text{ km/h}.$$

已知平路面行驶最高车速为 17 km/h; 滚动摩擦系数 μ 取 0.03; 已知整车满载重量约 35 000 kg。

由式 2 可得

$$P_l = \frac{\mu \times G \times 9.8 \times v}{3.6 \times 1000} = \frac{0.03 \times 35000 \times 9.8 \times 17.6}{3.6 \times 1000} =$$

$$50.3 \text{ kW}。$$

在力士乐静液压传动计算软件 FADI 上输入相关参数, 得出图 5 牵引力-速度曲线。

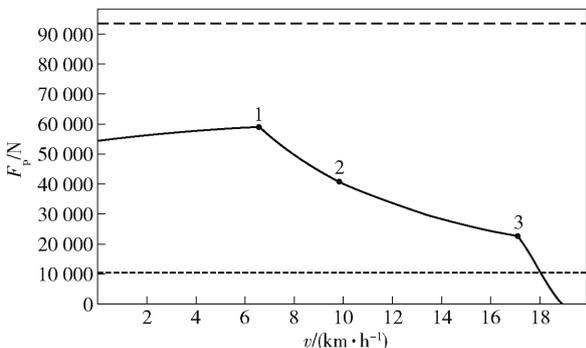


图 5 梭车平路运输时的扭矩/速度曲线

4.2 爬坡能力计算

爬坡阻力计算公式见式(3)。

$$F_2 = G \times 9.8 \times \sin\alpha \quad (3)$$

式中: α 为爬坡角度, ($^\circ$)。

已知最大爬坡角度 α 为 14° 。

由式 3 可得:

$$F_2 = G \times 9.8 \times \sin\alpha = 35000 \times 9.8 \times \sin 14^\circ = 83 \text{ kN}。$$

爬坡消耗功率见式(4)。

$$P_2 = \frac{\mu \times G \times 9.8 \times v_2}{3.6} + F_2 \times v_2 \quad (4)$$

式中: v_2 为爬坡车速, km/h。

梭车爬坡时, 按传动系统输出最大扭矩状态计算, 可知变速箱速比 K_t 为低档速比 1.63, 行走马达最大排量 160 mL/r, 爬大角度坡时使用全排量 v_m 为 160 mL/r; 容积效率 η 取 0.9; 已知轮胎半径 R_t 为 0.55 m; 桥速比为 22。

由式(1)可得爬坡速度:

$$v_2 = \frac{V_p \times N_e \times \eta \times R_t \times 3.14 \times 60}{V_m \times K_t \times K_a \times 1000} = \frac{140 \times 2200 \times 0.9 \times 0.55 \times 3.14 \times 60}{160 \times 4.78 \times 22 \times 1000} \approx 3.6 \text{ km/h}$$

由式(4)可得爬坡消耗功率:

$$P_2 = \frac{\mu \times G \times 9.8 \times v_2}{3.6 \times 1000} + \frac{F_2 \times v_2}{3.6} =$$

$$\frac{0.03 \times 35000 \times 9.8 \times 3.6}{3.6 \times 1000} + \frac{83 \times 3.6}{3.6} = 93.3 \text{ kW}。$$

4.3 静液压传动系统牵引力计算

$$P_o = \frac{P_m \times Q}{60} \quad (5)$$

式中: P_o 为液压系统的功率, kW; P_m 为系统压强, MPa; Q 为泵的流量, L/min。

泵的流量表达见式(6)。

$$Q = \frac{V_p \times N_p \times \eta}{1000} \quad (6)$$

式中: V_p 为液压泵排量, mL/r; N_p 为泵转速, r/min。

扭矩计算见式(7)。

$$T_m = \frac{9550P_o}{N_m} \quad (7)$$

式中 T_m 为马达扭矩, N·m; N_m 为马达转速, r/min。

传动系统的驱动力计算见式(8)。

$$F_h = \frac{T_m \times K_t \times K_a \times \lambda}{R_t} \quad (8)$$

式中 F_h 为整车的牵引力, N; λ 为机械效率。

$$N_m = \frac{V_p \times N_p}{V_m} \quad (9)$$

已知闭式变量泵排量 V_p 为 140 mL/r; 行走马达最大排量 160 mL/r, 最大牵引力时使用马达为全排量 V_m 为 160 mL/r; 容积效率 η 取 0.9; 已知轮胎半径 R_t 为 0.55 m; 变速箱速比 K_t 为高档速比 4.78; 桥速比 K_a 为 22; 机械效率 λ 取 0.95。闭式系统最高工作压力 40 MPa(溢流压力)。

由式(5)~(8)可得驱动力:

$$F_h = \frac{9550 \times P_m \times V_p \times N_p \times \eta \times K_t \times K_a \times \lambda}{60 \times N_m \times R_t \times 1000} = \frac{9550 \times P_m \times \eta \times K_t \times K_a \times \lambda \times V_m}{60 \times R_t \times 1000} \approx 166 \text{ kN}。$$

满载梭车 14° 的爬坡需要的牵引力计算见式(10)。

$$F_p = \frac{\mu \times G \times 9.8}{1000} + F_2 \quad (10)$$

由式(2)、(3)、(9)可得:

$$F_p = \frac{\mu \times G \times 9.8}{1000} + F_2 =$$

$$0.03 \times 35000 \times 9.8 + 83 = 93 \text{ kN}。$$

由上述计算可知 $F_h > F_p$, 所以此方案静液压传动系统可传递满足爬 14° 坡所需的牵引力。

在力士乐静液压传动计算软件 FADI 上输入相

关参数,得出图6牵引力-速度曲线。

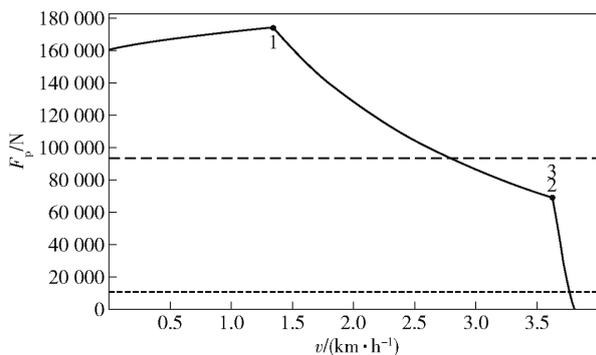


图6 梭车爬坡时的扭矩/速度曲线

由上述计算可知爬坡时需要消耗的发动机功率更高(93.3 kW)。在工程机械行业中,根据同类采用静液压传动车型的设计和测试经验,静液压传动系统消耗的功率一般占发动机总功率的60%左右。若发动机功率过低,动力系统无法克服平路高速行驶时的阻力,发动机无法达到最大转速,则闭式变量泵的最大流量也会低于设计值,相应的行走马达的转速,整车行驶速度都会低于设计值,无法满足设计要求;发动机功率过低对爬坡能力的影响更大,因爬坡时需要的克服的阻力更大,所以在爬较大坡度时会造成发动机熄火,爬较小坡度时速度会低于设计值。由此可得需要的发动机功率不低于155.5 kW(93.3/0.6)。因此,选用160 kW的发动机可满足动力需要。

5 结论

本文通过设计计算得出了160 kW发动机匹配

静液压传动系统(140 mL/r 闭式泵 + 160 mL/r 两点变量马达),可满足井下20 t梭式矿车(满载总重35 t)动力传动系统的设计要求。此方案梭车平路面最高车速17.6 km/h,爬坡速度3.6 km/h(14°坡)。即大大提高了车速,提升了运输效率,又可满足井下爬坡的需要。

目前第一批采用此传动系统的内燃机梭车样机已经完成组装,并已发到钾盐矿使用,该车性能良好。与外国同类型的车相比,行驶速度快,工作效率更高,且有效解决了矿区使用进口设备成本高的问题。且本方案的内燃机梭车采用静液压传动系统,耐腐蚀性能较原来的电传动系统大为提高。较大幅度减少了因钾盐腐蚀、附着导电等引起的电器件故障,延长了产品的服务时间,提高了现场的生产效率。但是内燃机梭车也存在发动机耐腐蚀性差,发电机故障率高等问题,需要进一步改进提升,以适应现场工况。总体来说此梭车可有效解决进口设备供货周期长,价格贵等关键问题。且内燃机驱动,不限运输距离的特点优于传统的电动梭车。

[参考文献]

- [1] 冀宏. 液压传动与控制[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2009.
- [2] 刘合群,王兰芳,王志满. 液压与气压传动[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2013.
- [3] 张栋林. 地下铲运机[M]. 北京:冶金工业出版社,2002.
- [4] JB/T2606—2017, 轨轮式梭式矿车[S].
- [5] 王鹤鹏,任园园. 改进遗传算法优化的矿车驱动系统自抗扰控制[J]. 矿业研究与开发,2021,41(07):176-181.
- [6] 李洪文. 5G 电机车无人驾驶技术的应用[J]. 中国矿山工程,2021,50(1):47-51.

Design and research on the power transmission system of a 20 ton internal combustion engine shuttle mining car

AN Xiaobo

Abstract: Traditional underground 20 t shuttle mining cars are driven by electricity, and during operation, cables need to be continuously collected and discharged. There are also problems such as slow transportation speed, inability to transport over long distances, and inconvenience in transferring. If it is simply changed to engine driven, an engine with a power output of over 150 kW is required to meet the power demand. However, the external dimensions of an engine with a power output of over 150 kW are too large to be arranged in the middle position of the entire shuttle mining vehicle without changing the existing structure. This paper demonstrates the technical solution to solve this problem by using an engine with a power output of 150 kW or above and a hydrostatic transmission system.

Key words: 20 t shuttle mining car; engine; hydrostatic transmission system; power limitation

▲