



# 岸边集装箱起重机高速制动器设定力矩的选取原则

吴钊丞 张向平

(上海振华重工集团(股份)有限公司, 上海 200135)

**摘要:** 马达轴高速制动器是岸边集装箱起重机的关键设备, 如果高速制动器设定力矩设置不恰当, 轻则损坏减速机传动机构, 重则造成安全事故。通过对起重机制动器选型计算和具体制动过程进行分析, 总结了高速制动器力矩设定具体方法, 避免制动器力矩设定时的盲目性。

**关键词:** 岸边集装箱 起重机 高速制动器 力矩

近年来, 一些码头出现了起升减速机运行噪音过大和齿轮磨损加快等非正常现象。通过对事故进行排查和梳理, 发现这些码头都有一共同特点, 即高速制动器选型过大, 在制动过程中对减速机冲击也过大, 造成了减速机使用寿命达不到设计值。由此可见, 正确选择高速制动器并设定合理的力矩, 对工程进展具有重要意义。

## 1 岸桥高速制动器原理

岸桥上高速制动器一般采用液压盘式制动器, 非工作状态时制动瓦片在弹簧力作用下处于闭合状态; 工作状态时, 液力推杆受电, 压缩弹簧制动瓦片, 使之处于开闸状态。在相同弹簧轴向压力下, 制动力矩随摩擦面增大而提升。所以相同规格的推进器, 由于制动盘直径不同, 可以设置不同的制动力矩。

岸桥机构有大车行走、小车运行、俯仰和起升四大机构, 其中起升和俯仰属于垂直位移机构; 小车和大车属于水平位移机构。垂直位移机构由于考虑安全性, 一般安全系数比水平位移机构更高。

## 2 岸桥高速制动器工况

岸桥高速制动器制动工况可以分为启动, 制动和紧停三种。启动工况下, 起升机构和大小车运行机构有所不同, 因为起升负载需要电机事先建立一定扭矩, 以保证安全, 而大小车运行机构启动过程中制动器打开与电机同时进行。

制动工况下, 岸桥机构运行速度在 PLC 电控作用下降至 10% 以内, 然后制动器开始快速投入工作。由于此时速度接近于 0, 所以不会造成很大冲击, 在发出信号到制动器投入工作前这段时间, 由电机完成了 90% 的动态制动过程。

紧急制动工况一般发生在人拍下紧停按钮或是机构断电工况下, 此时电机迅速失去扭矩, 高速制动器和应急卷筒制动器投入工作, 在电机失电至制动器正式投入工作的这段时间称为制动器滞后时间。在此过程中, 起升机构吊重或是运行机构大车会发生位移, 根据相关数据, 一般制动器滞后时间为 0.3s。在制动器投入制动至完全抱死后, 起升机构吊重或运行机构大车由于惯性还会下降或行走一段位移, 通常把这两段时间内总共的位移称为制动距离。一些项目技术规格书对制动距离的要求是不超过 2m。

## 3 制动器的选型及制动力矩选择

### 3.1 基本原则

制动器的额定力矩首先要满足合同技术规格书要求安

全系数以及起升机构和制动距离要求。在四大机构满足标书安全系数前提下, 要尽量选择小型结构。起升机构和小车机构工作级别都是 M8, 属于吊负载启动频繁机构。

对于起升机构, 因为现今集装箱船大型化趋势越来越明显, 随着船吨位加大, 舱盖板重量也有一定提升。现在常规岸桥一般吊具不都低于 65t, 所以机构里面使用的减速机、联轴节以及马达等转动惯量都很大, 如果制动不平稳或是制动力矩过大, 会对机构里面配套件造成磨损和冲击。特别是当机构本身就有一定问题时, 过大的制动力矩再加上可能存在的精度问题, 就会使加速减速机或轴承座轴承发生损坏。

由于小车运行机构和司机室相连, 所以小车制动器制动过程要考虑司机舒适度。此外, 还要考虑吊具摇摆, 因为过大的制动力矩会造成吊具摇晃加剧, 如果是吊箱的话, 就会对司机对箱造成耽误。另外, 小车打滑也可能出现问题, 当小车制动力矩过大时, 小车停止时的水平运行惯性力就会变大; 当大于车轮与轨道的滑动摩擦力时, 小车就会打滑, 进而对车轮造成磨损, 甚至可能会造成安全事故。

对大车行走机构来说, 当紧停时, 前大梁头部会产生一个最大的摆动幅度, 一般合同技术规格书对此摆动距离是有规定的。当正常制动时, 过大力矩会对结构造成不良影响。

对于俯仰机构来说, 因为整个俯仰过程中很少发生俯仰中间停止现象, 所以俯仰制动器一般只在启动或最后进钩时工作, 这两个工况都是静态制动过程, 不像其他机构, 夹杂着动态制动过程。起升和俯仰都是要认真考虑安全性能的机构, 所以安全系数一般比其他机构要大。

### 3.2 起升机构设定力矩计算方法

由于起升机构制动器力矩计算相对最复杂, 其他机构与之类似, 这里仅以起升机构为例

#### 3.2.1 制动器制动所需负载扭矩

马达实际工作的扭矩由负载产生, 计算方法如式(1)所示。

$$T_{m111}=(LL+LS)\times DDM/4/i_{RM}/\eta_M \quad (1)$$

式中,  $T_{m111}$  是马达实际工作过程中的最大扭矩;  $LL+LS$  是吊具及上架系统和负载的总重;  $DDM$  是钢丝绳卷筒的直径;  $i_{RM}$  是减速机的速比;  $\eta_M$  是机构整个系统的传动效率。

### 3.2.2 负载传递到马达轴制动后的扭矩

负载传递到马达轴制动后的扭矩计算方法如式(2)所示。

$$T_{LM11}=(LL+LS)\times DDM/4/i_{RM}/\eta_M \quad (2)$$

式中,  $M_{LM1}$  是制动完成后马达轴端需要保持此静止状态的最小扭矩

制动完成后系统处于静态, 系统固有的效率起到了一定制动作用, 所以公式里面是乘以效率。 $M_{LM1}$  是系统制动好处于静止状态后需要保持此静态的制动器最小扭矩。静止前的一段速度由 10% 额定速度降为 0, 马达轴端扭矩和制动器给系统施加的扭矩同时作用, 或者说马达扭矩是随制动器扭矩动态变化的。

$T_{m111}$  和  $M_{LM1}$  表达的实际意义在于, 如果制动器设定扭矩  $< M_{LM1}$ , 那么制动器是无效的, 也就是说制动器没有起作用; 如果制动器扭矩  $> T_{m111}$ , 说明制动器扭矩尚有一定冗余。

对于起升和俯仰机构, 出于安全性考虑, 一般是要求设定力矩  $> T_{m111}$ 。

### 3.2.3 马达轴端自身所能达到的最大扭矩

马达轴端自身所能达到的最大扭矩计算方法如式(3)所示。

$$M_{M1}=K\times 2\times 9550\times P/n_1 \quad (3)$$

式中,  $M_{M1}$  为马达过载能力大小;  $K$  为马达自身的扭矩过载系数;  $P$  为马达额定功率;  $n_1$  为马达额定转速。由于  $M_{M1}$  反映的只是马达性能, 不能真实反映实际扭矩大小, 所以一般  $M_{M1}$  不用来计算起升制动器扭矩。

### 3.3 算紧停时的制动距离

紧停是指在机构断电或是拍下紧停按钮后, 电机立即断电失去扭矩, 高速制动器延时 0.3s 投入制动, 低速制动器延时 0.4w 投入制动, 最后机构静止的过程。如果紧停时机构是在吊载下降时, 在高速制动器尚未投入制动的 0.3s 内, 载重将在自重作用下加速下降, 系统动能越来越大, 这时才是真正考验制动器性能及力矩选用是否恰当。如果制动器最后瓦片烧坏未能制动住, 或是制动距离超过了规定要求, 则说明制动器设定力矩需要重新考虑。

高速制动器尚未投入的 0.3 秒内载重下降的距离  $S_1=\Delta L_1/2$  ( $\Delta$  表示缠绕倍率)。 $\Delta L_1=\Delta t_1\times(v_0+v_1)/2$ ,  $v_0$  是卷筒的初始线速度;  $v_1$  是经过 0.3s 自重加速后卷筒线速度。 $v_0=n_0\times\pi D/i$ ,  $v_1=n_1\times\pi D/i$ ,  $n_0$  和  $n_1$  分别是马达在  $t=0$  和  $t=0.3$  时的转速。

高速和低速制动器投入制动后直到静止载重下降的距离  $S_2=\Delta L_2/2$ 。 $\Delta L_2=\Delta t_2\times v_1/2$ , 其中  $\Delta t_2=2\times\pi\times n_1\times J/\Delta M/60$ , 式中  $\Delta M$  为制动力矩  $M_1$  与马达吊重力矩  $M_2$  的差值。由于动态制动摩擦因数 0.3 是静态制动摩擦因数 0.4 的 0.75 倍, 所以  $M_1=0.75M_{set}$ ;  $J$  为马达及系统转化到高速轴的转动惯量。

总的制动距离  $S=S_1+S_2 <$  标书要求值

### 4 计算制动的安全系数

制动器对马达扭矩的安全系数  $SF_{021}=Mbr_{21}\times NB_{21}/T_{M111}$ 。

式中,  $Mbr_{21}$  是制动器的额定扭矩;  $NB_{21}$  是制动器的数量;  $T_{M111}$  是马达实际工作的最大扭矩。

制动器对马达扭矩的安全系数  $SF_{022}=Mbr_{21}\times NB_{21}/M_{LM1}$ 。

式中,  $Mbr_{21}$  是制动器的额定扭矩;  $NB_{21}$  是制动器数量;  $M_{LM1}$  是制动结束后制动器需要的最小扭矩。

只有一半制动器工作时, 安全系数  $SF_{023}=0.5\times SF_{022}$ 。

### 5 设定力矩的选用原则

如果标书没有仅一半制动器能完成制动的要求

设定力矩  $MHBRS_{21}=SF_{022}\times M_{LM1}/N_{B21}$ , 式中  $SF_{022}$  是标书要求的安全系数。然后检验该设定力矩的制动距离是否满足要求。

如果标书有仅一半制动器能完成制动的要求

设定力矩  $MHBRS_{21}=\text{Max}(SF_{022}\times M_{LM1}/N_{B21}, SF_{023}\times M_{LM1}\times NB_{21/2})$ , 式中  $SF_{022}$  以及  $SF_{023}$  是标书对全部或一半分别要求的安全系数。然后检验该设定力矩的制动距离是否满足标书要求。

对于起升和俯仰, 高速制动器额定扭矩一般选为  $M_{LM1}$  的 2.5 倍, 设定力矩一般选为  $M_{LM1}$  的 2.2 倍。对于小车行走机构, 高速制动器额定扭矩一般选为电机额定扭矩的 1.8~2 倍, 设定力矩一般选为电机额定扭矩的 1.5~1.7 倍。对于大车行走机构, 高速制动器额定扭矩一般选为电机额定扭矩的 1.9~2 倍, 可以考虑选用两级制动, 或选择适当的启制动加速度。

### 6 结语

制动器设定扭矩虽然是很基础计算, 但里面包含的道理以及需要考虑的方面还是很多的。本文简单分析了设定力矩大致确定过程以及可以适当放小制动力矩的机构, 旨在最大程度的避免制动力矩过大造成的危害。

### Selection Principle of Setting Torque for High Speed Brake of Quayside Container Crane

WU Zhaocheng, ZHANG Xiangping

(Shanghai Zhenhua Heavy Industry Group (Stock) Co., Ltd., Shanghai 200135)

**Abstract:** The motor shaft high-speed brake is the key equipment of the shore container crane. If the high-speed brake setting torque is not properly set, it will damage the transmission mechanism such as the reducer, and it will cause a safety accident. Through the analysis of crane brake selection calculation and specific braking process, the specific method of high-speed brake torque setting is summarized to avoid the blindness when setting the brake torque.

**Key word:** shore container, crane, high speed brake, torque