

取料机磕轨掉道故障原因分析及解决方案探讨

董海蛟

(河北港口集团秦皇岛港股份有限公司 河北 秦皇岛 066000)

摘要：为解决三支点四腿门座悬臂取料机单侧行走机构磕轨掉道故障，对该型取料机门座架建立了简支梁模型，并运用虚功原理和莫尔定理对超静定门架结构进行受力分析，分别明确了设备稳定性与设备行走机构两类技术状态的关系。在对新取料机行走机构进行稳定性分析的基础上，对行走制动力不足技术状态下以及行走机构销轴耳板压溃磨损技术状态下的设备稳定性进行了分析。分析结果表明当行走减速箱等传动机构齿轮副磨损，齿侧间隙增大或行走制动器制动力调校不足时，行走机构所需约束力超过车轮与轨道间最大静摩擦力，行走机构会因此失稳；当行走机构销轴耳板压溃磨损时，行走机构所需约束力超过行走制动器能够提供的最大制动力，行走机构也会因此失稳。解决这一失稳现象当以及时恢复设备原技术状态为主。

关键词：取料机；行走机构；磕轨；虚功原理

0 引言

秦港六公司拥有三支点四腿门座悬臂取料机五台，行走轨道东西布置。该种取料机门座架后支腿通过关节轴承与平衡梁铰接，平衡梁下的南侧六轮架行走机构通过关节轴承与其铰接，北侧六轮架行走机构采用销轴耳板的形式与其铰接。门座架南侧支腿与十六轮架行走机构间采用关节轴承铰接，门座架北侧支腿与十六轮架行走机构间采用销轴耳板的形式铰接。

在近几年的使用中发现四台较老旧的取料机其销轴耳板铰接形式一侧的行走机构出现磕轨道情况。

为解决上述现实问题，本项目对取料机寿命末期两大类技术状态下行走机构受力情况进行模拟验算，同时对外因进行分析论证，最终得出取料机磕轨掉道的具体原因，提出了多种技术手段相结合的综合解决方案。

1 取料机磕轨及掉道原因分析

1.1 取料机磕轨及掉道内在原因分析

1.1.1 取料机取料过程中斗轮和行走机构基础数据计算

当取料机斗轮接触料堆取料时，斗轮主要承受两个外力作用，一个力为切削力 F_q ，另一个力为斗轮与煤炭接触产生的侧向力 F_c ，此外大臂加速旋转过程还存在一个惯性力矩 M_g ，大机还受到轨道给予的约束反力作用。图 1 为取料机受力分析示意图，图 2 为取料机受力分析模型简化图。

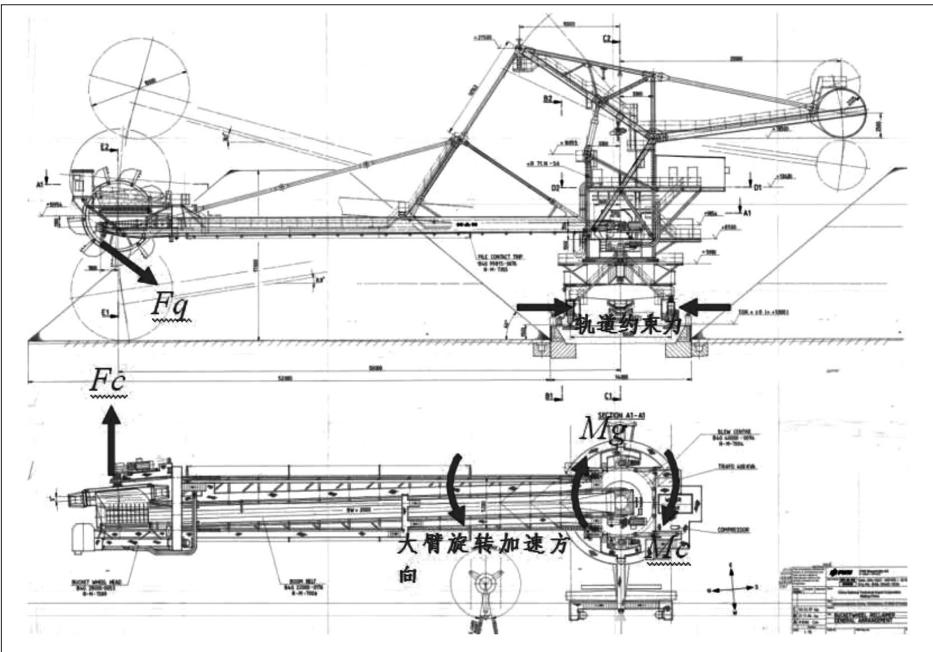


图 1 取料机受力分析示意图

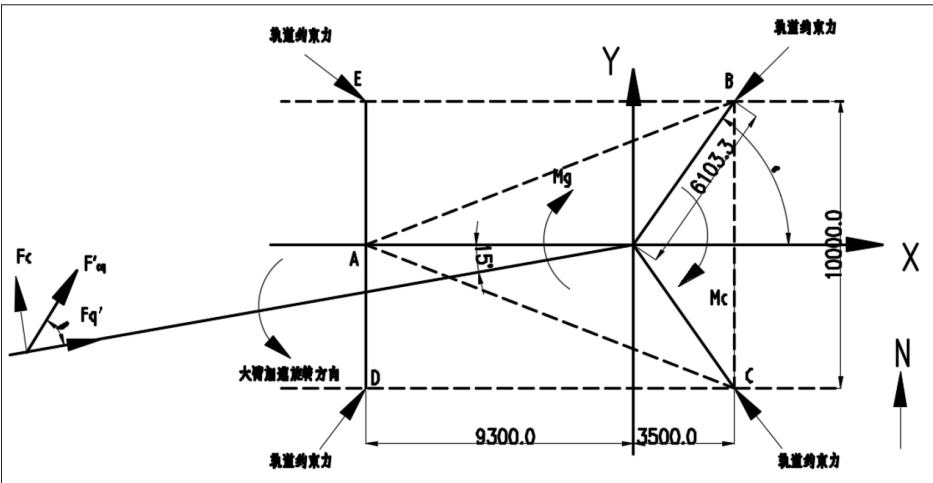


图 2 取料机受力分析模型简化图

上图 2 中: F_c 为侧向力; F'_q 为切削力 F_q 在水平方向的投影; F'_{cq} 为 F'_q 与 F_c 的合力; M_g 为惯性力矩; M_c 为 F_c 在回转中心轴线上的旋转力矩;

(1) 回转总力矩 M_n 计算:

查阅该取料机计算书, 切削力 $F_q=43692.1 \text{ N}$

侧向切削力矩 M_c 计算 0:

$F_c=F_q/3=14564 \text{ N}$ $M_c=F_c \times R_2=745678.5 \text{ Nm}$

上式中: F_c (斗轮侧向力, 单位: N) 大小为切削力的三分之一; R_2 (回转半径) $=51.2 \text{ m}$

查阅该取料机计算书, 惯性力矩 $M_g=1497823.6 \text{ N.m}$

大臂与煤垛接触及大臂加速所产生的回转总力矩 $M_n=M_c+M_g=2243502.1 \text{ N.m}$

(2) 侧向力 F_c 与切削力 F_q 的合力在水平方向合力 F'_{cq} 的计算得 $F'_{cq}=34155.7 \text{ N}$, F'_{cq} 与大臂的夹角

$$\beta=\arcsin\left(\frac{F_c}{F'_{cq}}\right)=25^\circ$$

(3) 计算大臂回转角度 ε 与 F'_{cq} 角度范围:

由于作业时大臂回转角度 ε 的范围为 $-165^\circ < \varepsilon < -15^\circ$; $15^\circ < \varepsilon < 165^\circ$, F'_{cq} 与大臂的夹角 $\beta=25^\circ$ 。

当大臂逆时针转动时 F'_{cq} 与 X 轴的夹角 $\theta=\varepsilon+180+\beta$, 其范围为 $40^\circ < \theta < 190^\circ$; $220^\circ < \theta < 370^\circ$ 。

当大臂顺时针转动时 F'_{cq} 与 X 轴的夹角 $\theta=\varepsilon+180-\beta$, 其范围为 $-10^\circ < \theta < 140^\circ$; $170^\circ < \theta < 320^\circ$ 。

(4) 查阅该取料机计算书, A、B、C 三个支点沿 X 轴及 Y 轴方向的止滑力:

$$F_{AZX}=64175.2 \text{ N} \quad F_{BZX}=128350.5 \text{ N} \quad F_{CZX}=160438.1 \text{ N}$$

(5) 同时计算 A、B、E 腿沿 Y 轴方向的止滑力极值范围:

$$113120 \leq F_{AZY}=F_{EZY} \leq 202720 \text{ N} \quad 300440 \leq F_{BZY} \leq 562240 \text{ N}$$

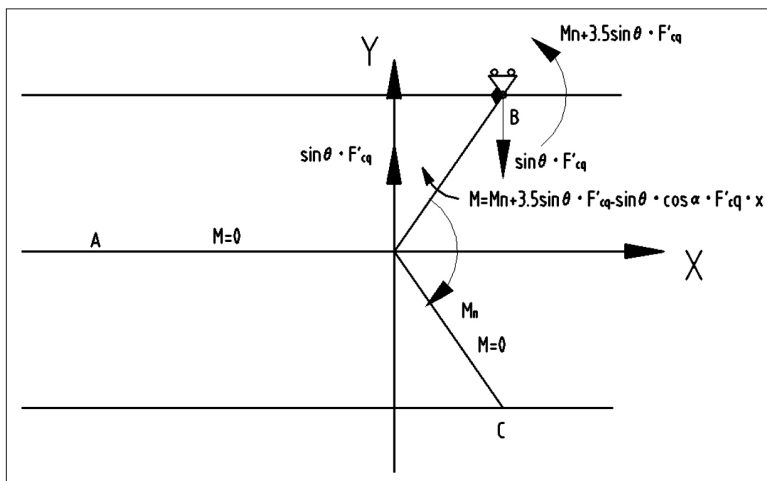


图 4 外力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图 (无行走制动力)

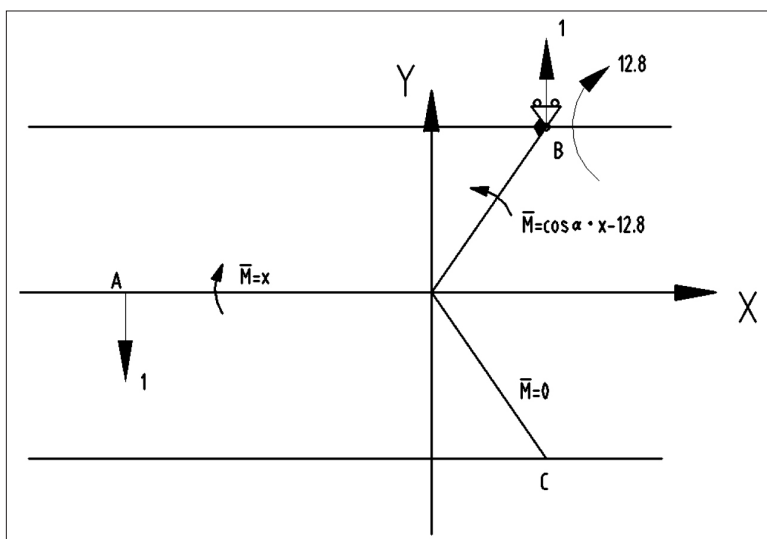


图 5 单位力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图 (无行走制动力)

1.1.2 不同技术状态下取料机各支点约束力计算及故障分析

1.1.2.1 取料机失去行走制动力情况下各铰点的约束力计算

如果行走制动器制动力矩很小或者因为行走驱动轴与行走轮齿圈的齿侧间隙由于磨损而变得过大, 那么沿 X 轴方向的约束力基本上为零, 于是建立力学模型 (见图 3)。

绘制外力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图 4 和单位力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图 5。

利用摩尔积分求解:

$$\Delta_{1F} = \int_0^{6.1} \bar{M} \cdot \frac{M}{EI} dx = \frac{149.1 F'_{cq} \cdot \sin\theta - 67.3 M_n}{EI}$$

$$\delta_{11} = \int_0^{6.1} \bar{M}^2 \cdot \frac{1}{EI} dx = \frac{1019.2}{EI}$$

上式中: Δ_{1F} 为 A 点在 M_n 和 F'_{cq} 的共同作

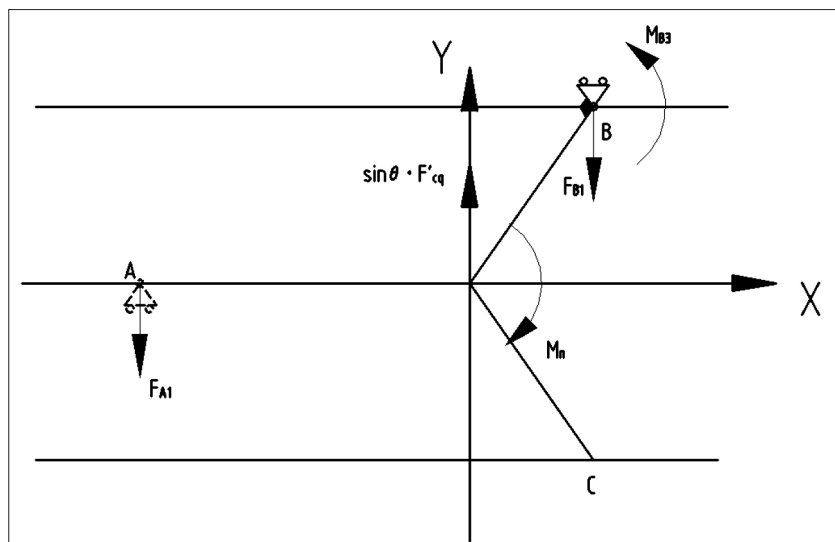


图 3 取料机受力分析模型简化图 (无行走制动力)

用下沿 F_{A1} 方向的位移; δ_{11} 为 A 点在各单位力作用下沿 F_{A1} 方向的位移; M 为 M_n 和 F_{Cq} 的共同作用下刚架相应杆件内的弯矩, 其大小和方向已在图中标明; $\bar{M}$ 为单位力单独作用下刚架相应杆件内的弯矩, 其大小和方向已在图中标明; α 为 16 轮架所在支腿与 X 轴的夹角; θ 为 F_{Cq} 与 X 轴的夹角; EI 为各支腿的抗弯刚度, 这里为了简化计算假设各处抗弯刚度相等;

列变形协调方程及静定系统平衡方程:

$$\delta_{11} \cdot F_{A1} + \Delta_{1F} = 0$$

$$F_{A1} - F_{B1} - F_{Cq} \cdot \sin \theta = 0$$

$$M_{B3} + 9.3 F_{Cq} \cdot \sin \theta - 12.8 F_{B1} - M_n = 0$$

将上述系数带入方程, 并联立求解得:

$$F_{A1} = 0.066 M_n - 0.146 F_{Cq} \cdot \sin \theta$$

$$F_{B1} = -0.066 M_n + 1.146 F_{Cq} \cdot \sin \theta$$

$$M_{B3} = 0.155 M_n + 5.373 F_{Cq} \cdot \sin \theta$$

经计算当没有行走制动力时 A 点需要的止滑力 F_{A1} 将比有制动力时大 3.7 吨左右 (约大 32%), 且超出了 Y 轴方向的最大止滑力, 因此必然出现冲击轨道的情况。

小结: 根据以上计算结果, 为了避免事故再次发生, 采取了如下举措:

- (1) 按照行走电机额定扭矩 1.5 倍的制动力矩, 定期检查调整制动器。
- (2) 及时更换齿轮磨损严重的行走轮及减速箱, 减小齿侧间隙对于制动力的不利影响。
- (3) 程序上限制取料过程中行走和回转同时动作, 防止取料机失去行走制动器约束而磕轨道。

1.1.2.2 取料机北侧轮架失去刚度的情况下各铰点的

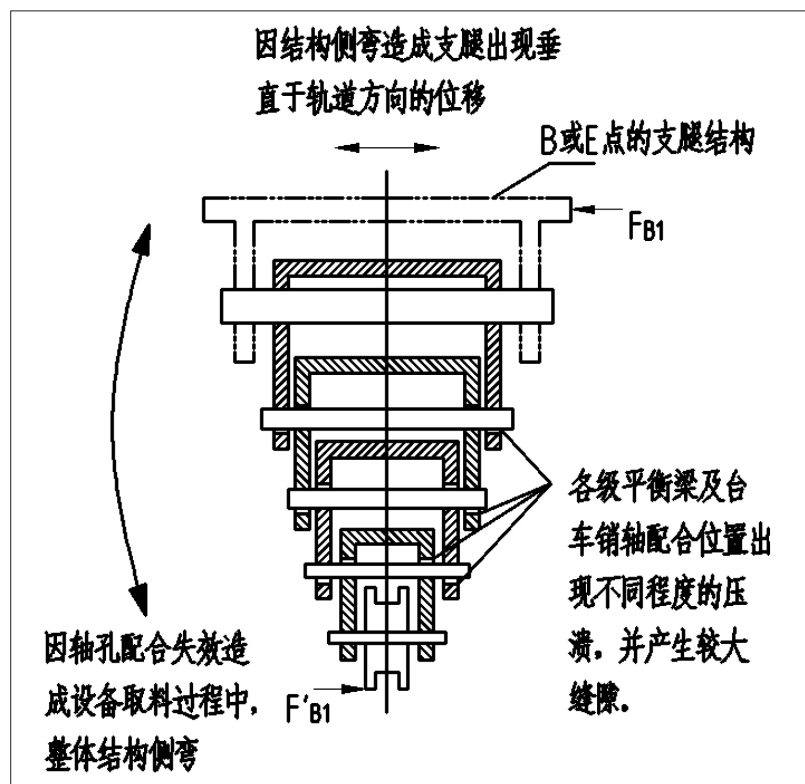


图 6 行走机构销轴磨损示意图

约束力计算

由于 B、E 两点的销轴和耳板磨损较为严重, 两者之间最大缝隙约 15 mm, 他们的抗弯和抗扭刚度下降严重。销

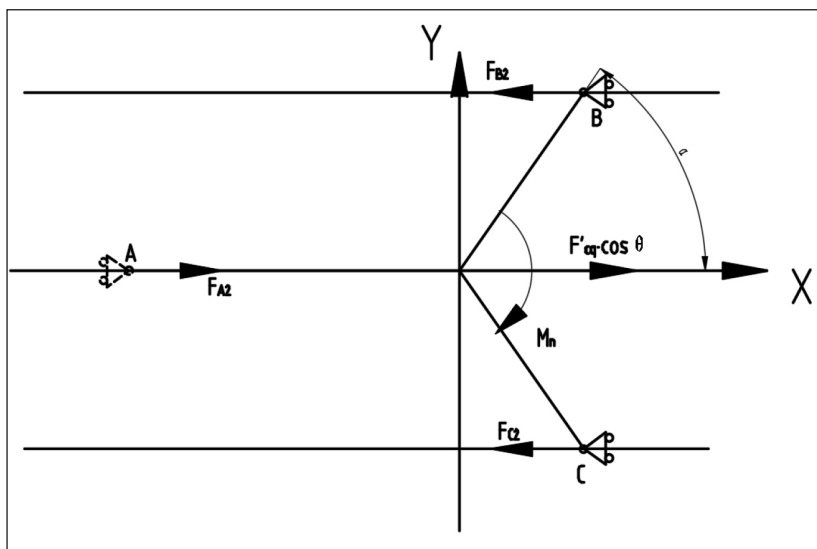


图 7 取料机受力分析模型简化图 (无刚度)

轴耳板磨损情况如图 6 所示。

由于上述磨损情况, B、E 点也会像 C、D 点一样无法抵抗垂直于轨道水平方向的力, 且无法提供相应的扭矩, 进一步建立力学模型如图 7。

绘制外力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图 8 和单位力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图 9。

同样利用摩尔积分求解:

$$F_{A2} = -F_{Cq} \cdot \cos \theta \quad (\text{最大值} \pm 34155.7 \text{ N} < F_{AZX} = 64175.2 \text{ N})$$

$$F_{B2} = 224350.21 \text{ N} > F_{BZX} = 1283505 \text{ N} \quad (\text{说明 B 点轮架失衡})$$

$$F_{C2} = -224350.2 \text{ N} > F_{CZX} = 1604381 \text{ N} \quad (\text{说明 C 点轮架失衡})$$

以上计算结果说明由于 B、E 两点没有刚度, B、C 两点的止滑力无法阻止门座架的转动趋势, 门座架必然出现冲击轨道的情况。

小结: 根据以上计算结果, 为了避免事故再次发生, 采取了如下举措:

- (1) 重新制作更换 E 点的行走钢结构, 恢复 E 点原有刚度;

- (2) 将 D 点关节轴承结构改为像 E 点一样的销轴连接结构, 使得沿 Y 轴方向的止滑力 F_{AZY} 提升 2 倍。

1.2 取料机掉道外在原因分析

取料机轨道板梁结构基础沉降明显, 很多位置采用了多层尼龙垫片填补的方法找平, 最低的地方增加垫片厚度超 4 cm, 塑料垫片受压后变形大, 造成轨道扣件回松, 预紧螺栓失去预紧力, 轨道扣件失去紧固轨道的作用。另外作业现场为

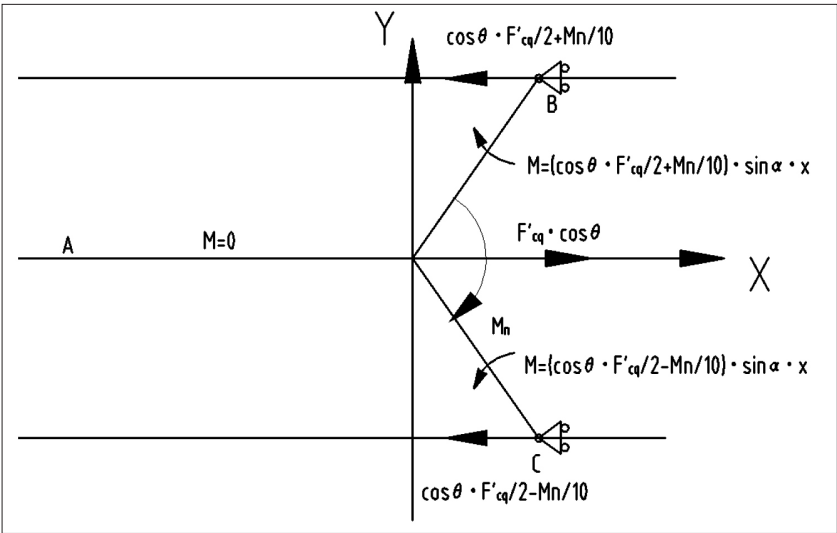


图 8 外力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图（无刚度）

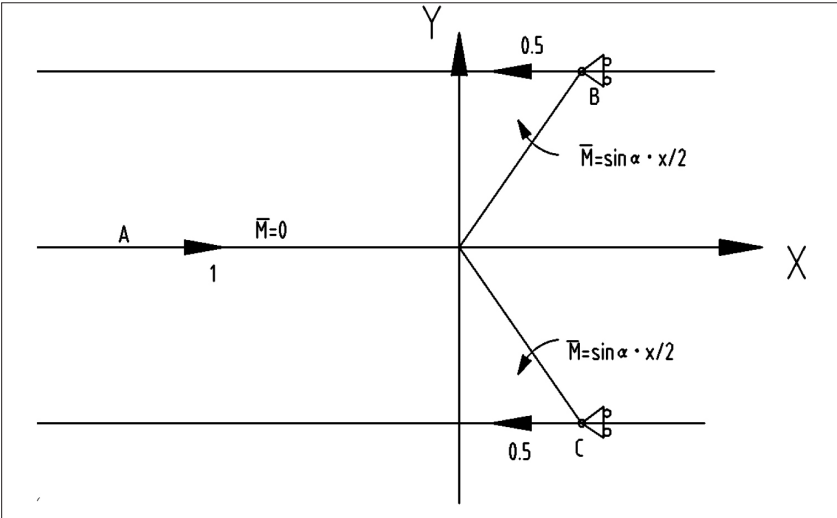


图 9 单位力作用下门座架所受约束力及内部弯矩图（无刚度）

中水洒水，造成轨道扣件锈蚀损毁严重，轨道限距拉杆多数损坏，导致轨道无法有效承担垂直于轨道的水平分力，因此出现轨道倾覆大机掉道的事故险情。

2 结语

综合上述分析，发现取料机在行走制动力失效或者行

走机构失去刚度时均会出现轮架受力失衡的情况，造成取料机行走机构磕轨道现象的出现。现实中由于取料机行走制动力不足、行走机构刚度下降的状态合并出现，因此现时情况下取料机磕轨道的情况可能比理论计算中的情况更加严峻。

为解决磕轨道故障，做好行走制动器的调校，及时更换齿侧间隙过大的传动机构，及时修复磨损的行走机构销轴是解决该故障的主要手段。同时还应注意合理调整回转过力矩联轴节的力矩值，合理控制取料过程中的斗轮进给量，避免将过大的侧向切削力矩传递给行走机构。在设备得到改善型维修前也可采取增大回转加减速时间降低回转惯性力矩的方式减小行走机构施加给轨道的侧向力。

对于新购置的取料机可以将行走机构与门架支腿的连接形式均改为销轴耳板的铰接形式，同时可适当减轻回转钢结构重量，如选用尼龙托辊同时减轻配重重量等方式降低回转惯性力矩，以改善行走机构受力，提高设备稳定性。

参考文献：

[1] 材料力学·II / 刘鸿文主编 [M]. 北京：高等教育出版社，2004.1(2006 重印):44-50.
[2] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 移动式散料连续搬运设备钢结构设计规范：JBT 8849-2005[S]. 北京：机械工业出版社，2005.
[3] 张亮，尚飞，李洁. 臂式斗轮堆取料机回转机构驱动功率的计算[J]. 起重运输机械，2014(02):25-30.
[4] 万正喜，胡庆泉. 四支腿臂式斗轮堆取料机轮压计算[J]. 起重运输机械，2013(04):39-40.

[5] 中华人民共和国工业和信息化部. 臂式斗轮堆取料机技术条件：JBT 4149-2010[S]. 北京：机械工业出版社，2010.

作者简介：董海蛟(1986-)，男，汉族，河北秦皇岛人，学士，工程师，研究方向：设备维护。