

Force Analysis of Stacker-Reclaimer on the Limited Conditions

Shoufu Lu¹, Qingui Ren², Jin Yao², Yuming Guan²

¹Tianjin Fu Industrial Equipment Co., Tianjin

²Hebei University of Technology, Tianjin

Email: rqg317@163.com

Received: Jun. 18th, 2013; revised: Jul. 2nd, 2013; accepted: Jul. 9th, 2013

Copyright © 2013 Shoufu Lu et al. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Abstract: Stacker-reclaimer is large scale equipment for loading and unloading materials. The stable operation of the equipment has a great influence on the working efficiency. This article mainly introduces the integral structure of the stacker-reclaimer and 18 operating working conditions, creates Mathematical Modeling and analyzes hydraulic pressure in different working conditions. It provides fundamental basis for design and application of the stacker-reclaimer.

Keywords: Stacker-Reclaimer; Integral Structure; Working Condition; Mathematical Modeling

堆取料机极限工况受力分析

卢寿福¹, 任钦贵², 姚津², 关玉明²

¹天津福臻工业装备有限公司, 天津

²河北工业大学, 天津

Email: rqg317@163.com

收稿日期: 2013年6月18日; 修回日期: 2013年7月2日; 录用日期: 2013年7月9日

摘要: 堆取料机是大型的装卸料设备, 设备的稳定运行对工作效率有很大影响。本文主要介绍了堆取料机的整体结构和堆取料机在运行时的18种工况, 并对堆取料机进行了数学建模, 分析计算了不同工况下的液压力, 为堆取料机的设计和使用提供了一定的理论和现实指导意义。

关键词: 堆取料机; 整体结构; 工况; 数学建模

1. 引言

随着大型高效物料装卸搬运装备技术的引进及产业化, 斗轮堆取料机简称斗轮机, 是现代化工业中连续装卸散状物料的一种重要设备^[1], 主要用于港口、码头、冶金、水泥厂、钢铁厂、焦化厂、储煤厂、发电厂等大宗散料如矿石、煤、焦炭、砂石等存储料场的堆放、提取作业等工程现场^[2]。由于不同工况的要求, 堆取料机的俯仰角度要能方便快捷的调解, 俯仰机构能调解皮带架与水平面之间的夹角, 其工作强度

大、负载大, 会出现工作不稳定或不能达到使用要求^[3]。其中就俯仰机构的设计时对不同的工况受力分析是很有必要的, 并且能为堆取料机应用于不同场合参数的计算和选取有一定的参考作用, 使堆取料机在运行时能达到稳定运行。

2. 堆取料机整体结构及工况

悬臂式斗轮堆取料机有工作动作灵敏、作业范围广和对料场要求相对较低的优点而成为目前最为常

用的形式。悬臂式堆取料机主要由斗轮机构、回转机构、行走机构、带式输送机、俯仰机构等组成^[4]，其整体结构如图 1 所示。

俯仰机构是斗轮机构的支撑装置，它由斗臂架、俯仰装置、平衡架以及配重组成。斗轮堆取料机的俯仰结构分两种形式，整体式和非整体式俯仰结构。整体俯仰结构的工作原理：当俯仰机构在运动时，整机的塔架、悬臂及配重绕同一个铰轴转动同样的角度。非整体式俯仰结构是一个多连杆机构，在运动的过程中塔架不随俯仰角度的变化而变化，悬臂的角度变化和配重的角度变化也不一样，运动由连杆连接完成。悬臂式斗轮堆取料机的俯仰机构有液压和机械两种形式。采用液压缸俯仰，因具有结构简单、体积小、维修量小、工作可靠等优点而被广泛采用^[5]。本文研究的斗轮堆取料机是采用整体液压式俯仰机构来实现俯仰运动的。那么俯仰机构的整体受力和负载参数的计算是保证液压系统设计合理^[6]和俯仰机构各部件设计可靠的必要原则。

在对悬臂式斗轮堆取料机俯仰装置进行设计时，必须充分考虑各个工况的不同情况，得出合理的设计方案。由于该系统比较复杂，需考虑各种因素，此处根据液压系统设计原则、结合现场参观和查询有关资料，分为以下工况：

整体分为堆料和取料两大类，每类又分为水平位置、上仰至极限、下俯至极限三种情况，每种情况又分为无载荷又无积垢载荷、无载荷有积垢载荷、有载荷又有积垢载荷三种，共 18 种情况。

在以上的 18 种工况中，堆料和取料工作状态下，中间主架支撑左边的斗轮、传送带和右边的配重臂，

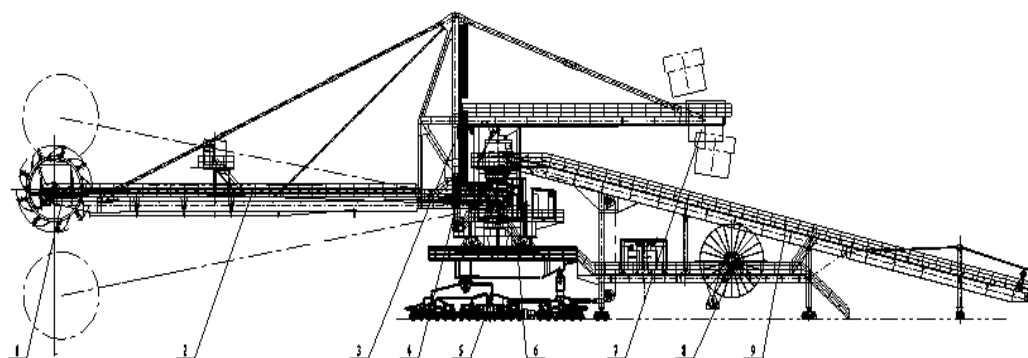
其模型类似于“天秤”模型。在堆料和取料的工作状态下，由于他是大型重型设备，主要受力是自身重力，物而堆取料机上述的平衡及受力是靠液压缸来提供外力使其达到相对稳定的静平衡和动平衡^[7]。此处主要分析堆取料机整体的平衡，故其物料速度及皮带运行时的震动先不予考虑^[8]，在计算结果数据后再乘以系数加以修正。

3. 建模分析计算

分析俯仰机构的以上工况，对其建立数学分析模型。根据悬臂式堆取料机机械总体装备及局部结构图 2 可知各个尺寸，现以围绕旋转铰轴为原点建立俯仰装置的空间坐标系，斗轮臂方向为 X 正方向，配重为 X 负方向；向上为 Y 轴正方向，向下为 Y 轴负方向；垂直纸面向里为 Z 轴正方向，垂直纸面向外为负方向。则根据机械尺寸可得，各点坐标分别为原点 $O(0, 0, 0)$ ，液压缸动铰接点 $A(4500, 2670, 0)$ ，液压缸与机身固定铰接点 $B(4500, -1925, 0)$ 。坐标系建立如图 3 所示。

3.1. 堆料工况

由机械理论计算得，悬臂式堆取料机俯仰装置总重已知，具体计算数据见表 1。当处于水平位置时，在没有载荷和积垢载荷的情况下，变幅部分重心位置为 $(-0.53, 5.50, -0.04)$ 。此处的 Z 轴偏量是因为在斗轮安装时，为保证物料落在臂架中心处的带式输送机上，斗轮的安装位置有一定的倾斜角。在以下的计算中，因为此微小偏量相对俯仰装置来说可以忽略不计，故只按照 X 和 Y 轴两个方向进行计算。



1. 斗轮机构 2. 悬臂带式输送机 3. 上部金属机构 4. 俯仰结构 5. 行走机构 6. 回转机构 7. 配重 8. 卷筒 9. 尾车

Figure 1. Integral structure of cantilever type stacker-reclaimer
图 1. 悬臂式堆取料机整体结构

堆取料机极限工况受力分析

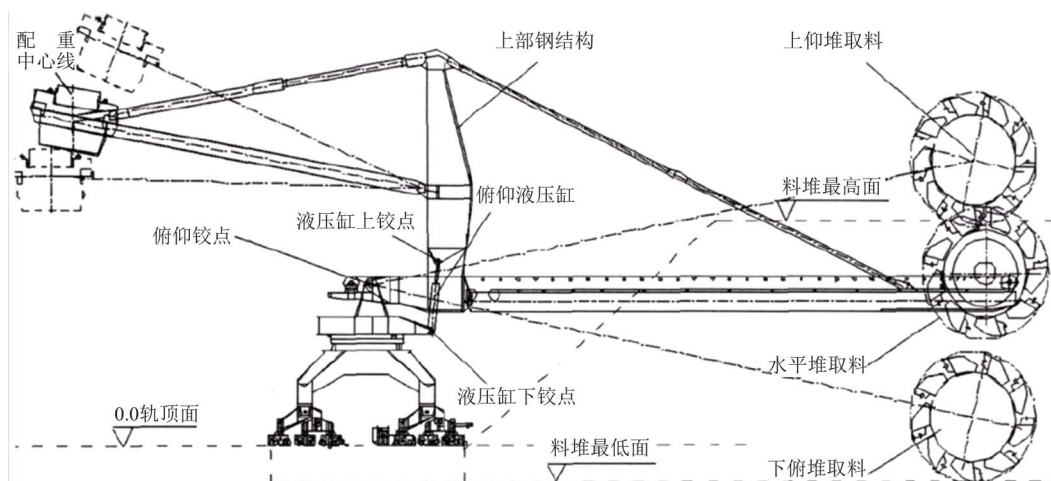


Figure 2. Working conditions of luffing device
图 2. 俯仰装置工况简图

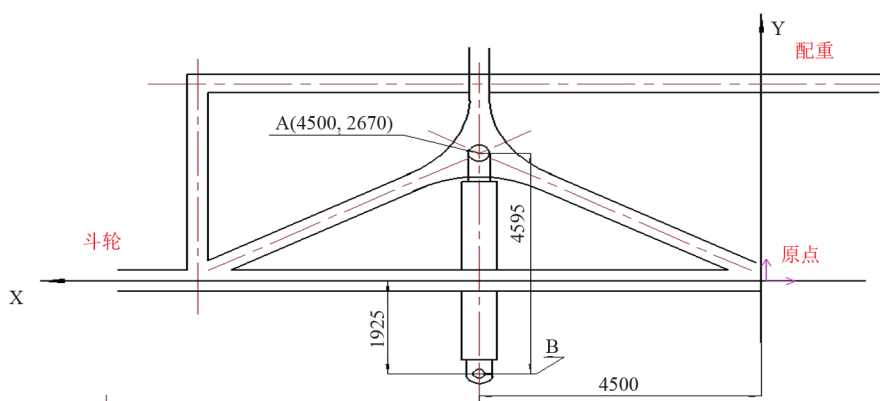


Figure 3. Coordinate
图 3. 坐标系

Table 1. Analysis of stacker-reclaimer's luffing part condition
表 1. 悬臂式堆取料机俯仰变幅部分堆料工况分析参数表

		悬臂式堆取料机俯仰变幅部分堆料工况分析参数表		
		无载荷, 无积垢载荷	无载荷, 有积垢载荷	有载荷, 有积垢载荷
俯仰变幅部分堆料工况总重(T)		407.31	416.03	443.23
悬臂处于水平位置时重心位置	X (m)	-0.53	0.31	1.72
	Y (m)	5.50	5.42	5.17
悬臂上仰至极限位置8°时重心位置	X (m)	-1.29	-0.45	0.99
	Y (m)	5.37	5.41	5.36
悬臂下俯至极限位置-13°时重心位置	X (m)	0.62	1.43	2.76
	Y (m)	5.50	5.24	4.71

1. 臂架处于水平位置时, 变幅部分重心位置 X 由-530 到 1720 间变化, Y 由 5500 到 5170 之间变化。

1) 此种情况时, 当无载荷又无积垢载荷, 即设备

目前没有使用且从未使用时, 负载分析如图 4:

如图 4 所示, 重心位置为(-530, 5500), 总重为 407.31 吨, 即图中 $G_1 = 407.31T$, F 为平衡臂架自重

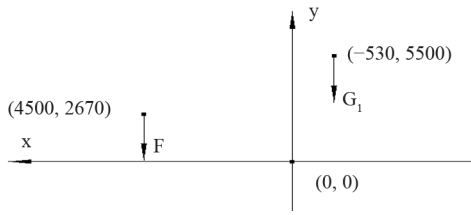


Figure 4. Analysis of condition 1
图 4. 工况 1 受力分析

时液压缸的受力，此时液压油缸应该给臂架一个沿 Y 轴负方向的力，根据作用力与反作用力的关系，臂架应该给液压油缸活塞杆一个沿 Y 轴正方向的力，则油缸上端有杆腔受拉，所以可得：

$$F \cdot 4500 = G_1 \cdot 530 \quad (3.1)$$

把 $G_1 = 407.31T$ 代入可得

$$F = 47.97T \quad (3.2)$$

又因为有两个油缸同时对称支撑臂架装置，可得每个油缸受力为

$$f_1 = \frac{F}{2} = \frac{47.97}{2} = 23.985T \quad (3.3)$$

2) 此种情况时，当无载荷但有积垢载荷，即设备目前没有使用但已经使用过时，负载分析如图 5：

图 5 所示，重心位置为(310, 5420)，总重为 416.03 吨，即图中 $G_2 = 416.03T$ ， F 为平衡臂架自重时液压缸的受力，此时液压油缸应该给臂架一个沿 Y 轴正方向的力，根据作用力与反作用力的关系，臂架应该给液压油缸活塞杆一个沿 Y 轴负方向的力，则油缸上端无杆腔受压，所以可得：

$$F \cdot 4500 = G_2 \cdot 310 \quad (3.4)$$

把 $G_2 = 416.03T$ 代入可得

$$F = 28.66T \quad (3.5)$$

又因为有两个油缸同时对称支撑臂架装置，可得每个油缸受力为

$$f_2 = \frac{F}{2} = \frac{28.66}{2} = 14.33T \quad (3.6)$$

3) 此种情况时，当有载荷又有积垢载荷，即设备目前正在使用且已经使用过时，负载分析如图 6：

如图 6 所示，重心位置为(1720, 5170)，总重为 443.23 吨，即图中 $G_3 = 443.23T$ ， F 为平衡臂架自重时液压缸的受力，此时液压油缸应该给臂架一个沿 Y

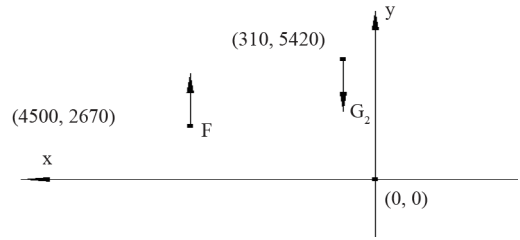


Figure 5. Analysis of condition 2
图 5. 工况 2 受力分析

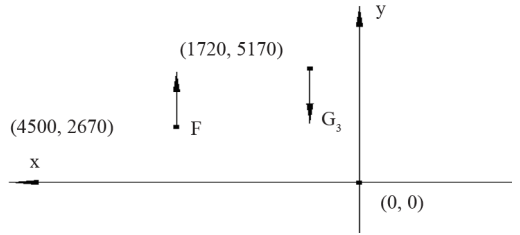


Figure 6. Analysis of condition 3
图 6. 工况 3 受力分析

轴正方向的力，根据作用力与反作用力的关系，臂架应该给液压油缸活塞杆一个沿 Y 轴负方向的力，则油缸上端无杆腔受压，所以可得：

$$F \cdot 4500 = G_3 \cdot 1720 \quad (3.7)$$

把 $G_3 = 443.23T$ 代入可得

$$F = 169.41T \quad (3.8)$$

又因为有两个油缸同时对称支撑臂架装置，可得每个油缸受力为

$$f_3 = \frac{F}{2} = \frac{169.41}{2} = 84.705T \quad (3.9)$$

$$\alpha_0 = \arctan \frac{2670}{4500} = 30.68^\circ \quad (3.10)$$

$$\alpha_1 = 30.68^\circ + 8^\circ = 38.68^\circ \quad (3.11)$$

2. 臂架上仰至极限角度 8° 时，变幅部分重心位置 X 由 -1290 变化到 990，Y 由 5370 到 5360 之间变化。因此时液压油缸绕下端铰点旋转 8° ，故液压油缸与臂架的铰接点位置发生变化，求变化后铰接点坐标过程如下：此时，液压油缸与臂架的铰接点坐标为 $A_1(x, y)$ ，如图 7 所示，其中

$$L_1 = \sqrt{4500^2 + 2670^2} = 5232 \quad (3.12)$$

$$x = L_1 \cdot \cos \alpha_1 = 5232 \times \cos 38.68^\circ = 4085 \text{ (mm)} \quad (3.13)$$

$$y = L_1 \cdot \sin \alpha_1 = 5232 \times \sin 38.68^\circ = 3270 \text{ (mm)} \quad (3.14)$$

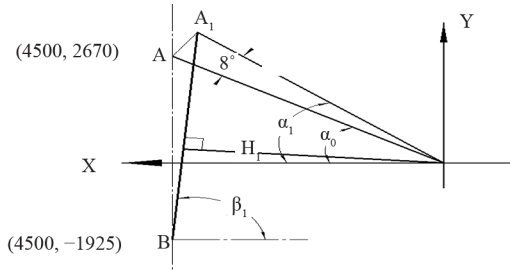


Figure 7. The geometric relationship of limited condition
图 7. 臂架上仰至极限角度几何关系

则铰接点的坐标为 $A_1(4085, 3270)$ 。
液压缸两铰支点连线与 X 轴夹角为

$$\beta_1 = \arctan \frac{3270 + 1925}{4500 - 4085} = 85.43^\circ \quad (3.15)$$

该连线到原点距离为

$$H_1 = L_1 \cdot \sin(180^\circ - \beta_1 - \alpha_1) = 4332 \text{ (mm)}$$

同样照上述计算方法得出臂架下俯至极限角度 -13° 时液压缸的受力。

3.2. 取料工况

同样由以上堆料的计算方法得出取料时的液压缸受力分析。现将上述的计算结果列于表 2 和表 3:

4. 结论

1) 在堆料和取料各种工况下, 液压缸受到的最大压力出现在堆料工况当臂架下俯至极限角度 -13° 时, 在有载荷有积垢载荷时, 每个液压缸内无杆腔中所受压力平均为 $129.56T$; 液压缸受到的最大拉力出现在堆料工况当臂架上仰至极限角度 8° 时, 在无载荷无积垢载荷时, 每个液压缸内有杆腔中所受压力平均为 $60.65T$ 。上述数据为我们在设计堆取料机液压系统时提供了一定的参考值和设计理论值, 确保液压系统的可靠性。

2) 堆料工况和取料工况下其载荷变化范围较大, 18 种不同工况下堆取料机俯仰机构的液压力在悬架上仰和下俯的过程中其变化规律相同, 一般取料工况时的受力比堆料时液压缸的受力大, 这在堆取料机实现功能转变时要选取合适的俯仰角, 且中间尽量要有工况的中间过渡, 才能保证液压缸不至压力过大或压力的瞬时变化过大而损坏堆取料机的液压系统及堆取料机在工况转换时卸荷回路由于压力变化大而引

Table 2. Fluid pressure of heap condition
表 2. 堆料工况下的液压力 f

堆料工况	有无载荷	有无积垢	液压力/T
	无	无	23.98
悬架水平	无	有	14.33
	有	有	84.71
悬架上仰 8°	无	无	60.65
	有	有	50.65
悬架下俯 13°	无	无	26.75
	有	有	63.01
	有	有	129.56

Table 3. Fluid pressure of take condition
表 3. 取料工况下的液压力 f

堆料工况	有无载荷	有无积垢	液压力/T
	无	无	23.99
悬架水平	无	有	10.60
	有	有	87.64
悬架上仰 0.81°	无	无	27.71
	有	有	6.93
悬架下俯 9.54°	无	有	83.96
	有	有	16.58
	有	有	50.18
	有	有	125.12

起的振动, 避免了卸荷回路的振动损坏且提高了回路的稳定性及可靠性。

综合以上结论, 堆取料机俯仰机构的整体受力分析计算了 18 种工位下液压力的大小和变化范围, 总结出其变化的趋势和规律为俯仰机构的动力系统初期设计提供了参数选定和理论指导, 对于液压回路的设计和机械结构的优化提供了相关的计算数据, 为进一步优化设计做了理论铺垫; 俯仰机构在实际使用时要进行工况之间相互转换, 其 18 种工况的液压力计算说明堆取料机在具体实际使用时的工况转换和工作参数的选定要遵循液压力变化较小的规律进行切换工况, 这样可以减小单位时间内液压系统的压力变化(在此称为压力变化率 ξ), 减少了机械结构由于 ξ 变化过快引起的机械振动, 使系统部件稳定运行。上

述受力分析及计算为俯仰机构的稳定运行提供了现实指导，为大型的堆取料机的可靠运行提供了理论基础，提高了堆取料机的系统稳定性和运行时的可靠性。对大型堆取料机的设计和使用时都有一定的理论和现实意义。[1]

参考文献 (References)

- [1] 应光伟, 李波, 刘勤国等. 斗轮堆取料机的发展与展望[J]. 港口装卸, 2010, 4: 1-4.
- [2] 邵明亮, 于国飞, 耿华等. 斗轮堆取料机[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.

- [3] 朱春波, 李伟. 悬臂式斗轮堆取料机俯仰液压系统故障分析[J]. 设备管理与维修, 2010, 7: 20-22.
- [4] 张绍濂. 悬臂式斗轮堆取料机结构形式分析[J]. 上海电力, 1998, 1: 7-10.
- [5] 夏少建. 臂架式斗轮堆取料机取料平均生产能力的研究[J]. 起重运输机械, 2009, 5: 29-31.
- [6] 钱江涛. 斗轮堆取料机主参数的选用[J]. 水利电力机械, 2005, 27(1): 43-48.
- [7] 王玉兴. 斗轮堆取料机变幅装置运动学动力学建模和仿真研究[D]. 吉林工业大学, 1997.
- [8] 鲁纯, 刘有源. DQL1500/1800-30 型斗轮机斗轮驱动系统动力分析与技术改造[J]. 机械制造, 2010, 48(546): 30-33.