



港口起重機

下 册

萧乾信 畅启仁 编

上海海运学院

港口起重机

下册

上海海运学院

目 录

第五章 变幅机构

1. 简单式变幅系统——用变幅滑轮组牵引简单臂架(直臂架或曲臂架)摆动的系统	1
2. 平衡式臂架变幅系统	1
2.1 臂架自重的平衡	4
2.1.1 尾重法	4
2.1.2 杠杆—活动对重法	5
2.1.3 仅保持臂架系统的合成重心在接近水平线的轨迹上移动的杠杆—活动对重法	5
2.1.4 挠性件—活动对重法	6
2.1.5 挠性件—曲线导轨活动对重法	6
2.2 臂架自重平衡的设计方法	6
2.2.1 杠杆—活动对重系统	7
2.3 在变幅过程中使货物沿水平线移动的平衡式臂架的主要方案	10
2.3.1 起重索滑轮组补偿法	10
2.3.2 带刚性拉杆的组合式臂架补偿法——四联杆机构	11
2.3.3 挠性拉索带曲线形象鼻架式组合臂架补偿法	12
2.4 在变幅过程中使货物沿水平线移动的平衡式臂架系统的设计方法	13
2.4.1 起重索补偿滑轮组臂架系统的设计	13
2.4.2 带有刚性拉杆的组合臂架系统的设计方法	16
2.4.3 挠性拉索—曲线象鼻架组合臂架系统主要尺寸的确定和象鼻架曲线的绘制	20
3. 使臂架摆动的变幅机构的主要传动型式	22
3.1 齿条传动	22
3.2 螺杆螺母传动	26
3.3 扇形齿轮传动	26
3.4 曲柄连杆传动	27
3.5 液压缸传动	27
4. 臂架系统的运动	28
4.1 求对重杠杆角速度 $\omega_{对}$ 与主臂架角速度 $\omega_{臂}$ 之比(瞬时角速度之比)	29
4.2 用瞬心法求象鼻架端滑轮轴心的速度 V_H (即变幅时在各幅度下货物的变幅速度)	29
5. 变幅机构的计算载荷	30
5.1 $W_{臂}$ 的计算	31
5.2 $W_{货}$ 的计算	32
5.3 $W_{偏}$ 的计算	32
5.4 $W_{风}$ 的计算	32
5.5 $W_{惯}$ 的计算	33
5.6 $W_{离}$ 的计算	37
6. 驱动功率计算	38

6.1 计算出所需的驱动功率,以便选用电动机	38
6.2 在整个变幅时间 t_0 (即所有区间变幅时间的总和)内在齿条中的均方根作用力 $P_{\text{均方根}}$	39
6.3 验算电动机	39
6.3.1 短期过载能力的验算	39
6.3.2 电动机启动时间 $t_{\text{启}}$ 的验算	40
7. 制动器的选择	40
7.1 门座起重机变幅机构的制动器按两种载荷情况下所需的制动力矩较大者来选择	41
7.2 被选择的制动器的验算	41
7.3 两级制动的计算	42
7.3.1 第一级制动器制动力矩 $M_{\text{制1}}$ 的计算	42
7.3.2 第二级制动器制动力矩 $M_{\text{制2}}$ 的计算	42
8. 变幅机构的强度计算	43
9. 瞬心回转功率法——一种计算门座起重机变幅机构驱动功率的新方法	45
9.1 对瞬心的回转功率法原理简介	45
9.2 用对瞬心的回转功率求解门座起重机臂架系统的载荷力矩	46
9.2.1 直线象鼻架、刚性拉杆的组合臂架	46
9.2.2 无对重的平行四边形组合臂架	51
9.2.3 无对重的椭圆规单臂架	52
9.2.4 象鼻架端部起重索自由段长度有补偿的臂架系统	53
10. 四连杆刚性拉杆变幅系统的组合臂架和平衡杠杆几何尺寸的确定及检验	58
10.1 组合臂架系统几何尺寸的确定	58
10.1.1 确定主臂架长度 b 和象鼻架前段长度 a	58
10.1.2 确定象鼻架尾部长度 c 和夹角 θ 以及拉杆长度 d	58
10.2 检验组合臂架系统的杆件尺寸	59
10.2.1 象鼻架端点的运动轨迹	59
10.2.2 不平衡力矩系数	60
10.3 作用在组合臂架上的各个不平衡力矩	61
10.3.1 货物 Q 变幅时不水平位移而产生的不平衡力矩	61
10.3.2 起重绳吊载偏摆水平力 T 引起的不平衡力矩	61
10.3.3 拉杆重力之半 G_1 引起的不平衡力矩	61
10.3.4 象鼻架自重 G_2 引起的不平衡力矩	61
10.3.5 拉杆风力 S_1 引起的主臂架下铰点的力矩	61
10.3.6 象鼻架风力 X_1 引起的主臂架下铰点的力矩	61
10.3.7 主臂架风力 B_1 引起的主臂架下铰点的力矩	61
10.3.8 主臂架自重 G_0 引起的对其下铰点的力矩	61
10.4 平衡杠杆系统几何尺寸的确定	62
10.5 臂架—对重系统自重不平衡力矩的校验	64
10.5.1 对重杠杆与主臂架的角速度之比	64

10.5.2 对重 G_d 引起的主臂架力矩	65
10.5.3 臂架一对重杠杆系统自重不平衡系数	65
10.6 计算程序及例题	66
10.6.1 框图	66
10.6.2 符号对照表	66
10.6.3 源程序	68
10.6.4 例题	72
10.6.5 计算结果	72
10.6.6 几点说明	72
10.7 结语	73
第六章 旋转机构	
1. 旋转机构概述	74
2. 旋转支承装置的结构形式	77
2.1 滚动轴承式旋转支承	77
2.2 转柱式旋转支承	79
3. 旋转支承装置的设计计算	80
3.1 滚动轴承支承计算	81
3.1.1 求滚动体上所受的最大作用力	81
3.1.2 验算滚动体与滚道的接触强度	85
3.1.3 滚盘式旋转支承摩擦阻力矩计算	87
3.2 转柱式旋转支承计算	90
3.2.1 对重 G_d 的确定	90
3.2.2 支承反力计算	91
3.2.3 摩擦阻力矩计算	93
3.3 参数的确定	95
4. 旋转驱动装置的结构形式	95
4.1 电动机驱动的旋转驱动装置	95
4.2 内燃机驱动的旋转驱动装置	97
5. 旋转阻力和驱动功率的计算	98
5.1 旋转阻力矩的计算	98
5.1.1 风阻力矩 $M_{\text{风}}$	98
5.1.2 倾斜阻力矩 $M_{\text{倾}}$	99
5.1.3 惯性阻力矩 $M_{\text{惯}}$ 计算	100
5.2 驱动功率的确定及电动机验算	101
5.2.1 电驱动功率确定及电动机验算	101
5.3 内燃机驱动功率确定	103
5.4 驱动装置的传动计算	103
5.4.1 传动比的确定及分配	103
5.4.2 传动零件计算	104

5.4.3 制动力矩的确定和制动时间验算	101
5.4.4 极限力矩联轴节的力矩确定	106
第七章 典型港口起重机介绍	
1. 港口轮胎起重机	109
1.1 柴油机—直流发电机—直流电动机驱动的港口轮胎起重机	109
1.1.1 起升机构	109
1.1.2 旋转机构	116
1.1.3 变幅机构	116
1.1.4 运行机构	116
1.1.5 金属结构	117
1.1.6 电气系统	117
1.2 柴油机—液力耦合器驱动的港口轮胎起重机	118
1.2.1 起升机构	122
1.2.2 旋转机构	122
1.2.3 变幅机构	124
1.2.4 运行机构	125
1.3 交流电动机分别驱动各个机构的港口轮胎起重机	127
1.4 轮胎起重机起重量特性曲线的计算与绘制	127
1.4.1 轮胎起重机打支腿时, 起重量特性曲线的计算与绘制	128
1.4.1.1 轮胎起重机打支腿使用吊钩起吊重物时的起重量特性曲线	128
1.4.1.2 轮胎起重机打支腿使用抓斗工作时的起重量特性曲线	130
1.4.2 轮胎起重机不打支腿, 使用吊钩工作时的起重量特性曲线的计算与绘制	131
2. 门座起重机	132
2.1 概述	132
2.2 对港口门座起重机的主要要求	134
2.3 门座起重机的主要技术参数	134
2.4 门座起重机主要组成部份的选型	135
2.4.1 门架	135
2.4.2 门座起重机运行机构的选型	136
2.4.3 旋转支承装置的选型	137
2.4.4 旋转机构的选型	138
2.4.5 起升机构的选型	140
2.4.6 变幅机构的选型	140
2.5 带斗门座起重机	140
3. 浮式起重机	144
3.1 概述	144
3.2 浮式起重机的稳性	147
3.2.1 一般概念	147
3.2.2 平底船的平衡方法	148

3.2.3 浮式起重机稳性涉及的常用术语及概念	149
3.2.3.1 基面、纵中剖面、舢剖面、右舷、左舷、艏、艉和计算坐标轴	149
3.2.3.2 舢线、水线、型长、型宽、型深、吃水和干舷高度	150
3.2.3.3 横倾角、纵倾角、入水角、出水角、排水体积、排水量和浮心	150
3.2.3.4 稳性、复原力矩、静稳性、动稳性、稳心、稳心高度和稳性系数	151
3.2.4. 浮式起重机的稳性分析	152
3.2.4.1 静稳性分析	152
3.2.4.1.1 复原力矩一般确定方法	152
3.2.4.1.2 影响复原力矩的主要因素	156
3.2.4.1.3 单位复原力矩和复原力矩减小系数	159
3.2.4.2 动稳性分析	160
3.2.5 纵、横倾角和最小倾翻力矩的确定	161
3.2.5.1 静横倾角和静纵倾角的确定	161
3.2.5.2 动横倾角和动纵倾角的确定	162
3.2.5.3 倾角合成及最大倾角的确定	166
3.2.5.4 最小倾翻力矩	169
3.2.6 浮式起重机的稳性计算	169
3.2.6.1 稳性计算的一般指标	169
3.2.6.2 旋转式浮式起重机工作状态下的稳性计算	170
3.2.6.2.1 静稳性验算	170
3.2.6.2.2 动稳性验算	170
3.2.6.3 旋转式浮式起重机非工作状态下的稳性计算	171
3.2.6.4 旋转式浮式起重机事故状态下的稳性计算	171
4. 集装箱装卸桥	174
4.1 集装箱运输概述	174
4.2 40吨集装箱装卸桥	175
4.3 集装箱装卸桥的专门问题	180
4.3.1 门架	180
4.3.2 桥架	180
4.3.3 小车型式	181
4.3.3.1 绳索牵引式小车	181
4.3.3.2 半绳索牵引式小车	181
4.3.3.3 起重小车	182
4.3.4 集装箱装卸桥机构的工作速度	182
4.3.5 驱动方式	182
4.3.6 供电及供电方式	183
4.3.7 集装箱吊具	183
4.3.8 止摇装置	184
4.3.9 司机室	187

4.3.10 轮缘涂油器	183
4.4 简易集装箱装卸桥	190
4.5 具有特殊性能的装卸桥	190
4.5.1 小车可以作整周旋转运动的装卸桥	190
4.5.2 前伸臂收起后仍能作业的装卸桥	190
4.6 集装箱装卸桥的发展	190
4.6.1 提高集装箱装卸桥的单机性能	191
4.6.2 集装箱装卸桥自动化控制	192
5. 桥式抓斗卸船机	192
5.1 桥式抓斗卸船机概述	192
5.2 第二次世界大战后桥式抓斗卸船机构造型式的演变	193
5.3 起重小车式与绳索牵引小车式桥式抓斗卸船机的分析与比较	196
5.4 抓斗转向装置	200
5.5 导杆拖带小车式桥式抓斗卸船机	200
5.6 绳索牵引小车式桥式抓斗卸船机的优点与缺点	201
5.7 连续卸船设备的展望	202
5.8 绳索牵引小车式桥式抓斗卸船机	202
5.8.1 行星减速器传动的绳索牵引式小车	202
5.8.1.1 小车运行牵引绳的张力分析	202
5.8.1.2 抓斗闭合机构, 起升机构与小车运行机构的行星传动减速器	203
5.8.1.3 行星减速器传动的功率流	205
5.8.2 简单绳索系统牵引式小车	207
5.8.3 有辅助小车的牵引式小车	208
5.8.3.1 小车运行牵引绳张力分析	209
5.8.3.2 对有辅助小车的牵引式小车的评价	210
5.8.4 装有中间卷筒的牵引式小车	211
5.9 绳索牵引小车式桥式抓斗卸船机的载荷确定及强度计算	212
5.9.1 绳索传动机构的工作强度	212
5.9.2 载荷集合	215
5.9.3 动载荷	218
5.10 桥式抓斗卸船机的自动消摆控制	226
5.10.1 抓斗消摆控制的分析	226
5.10.1.1 桥式抓斗卸船机抓斗的运动轨迹	226
5.10.1.2 反馈控制消摆法	227
5.10.1.3 预计摆角的程序控制消摆法	227
5.10.1.4 反馈控制消摆法与程序控制消摆法的比较	228
5.10.2 程序控制消摆	228
5.10.2.1 概述	228
5.10.2.2 程序控制消摆举例	229

第五章 变 幅 机 构

变幅机构的用途是改变起重机的幅度或伸距，即改变吊钩(或抓斗)中心至起重机旋转中心轴线的水平距离，以适应起重机在不同条件下装卸货物。

下面简述起重机变幅工作的情形和变幅工作的性质。

以码头前沿装卸海船的起重机为例，其工作空间受限制，为了对准吊货点和卸货点、避开船上的建筑物和索具以及相邻工作的起重机等等，这类起重机(门座起重机、装卸海船用的流动式起重机等)工作时经常要改变幅度，不仅在空载时，而且吊货时也要进行频繁的变幅运动。显然，变幅动作成为每一工作循环中的主要工序之一，因而变幅的速度和机动性直接影响着起重机的循环时间(或生产率)。这类变幅的性质是属于工作性的，与此相应的变幅机构称为工作性变幅机构。

但是在后方货场上工作的流动式起重机(如交流电动轮胎起重机、轮胎起重机等)其幅度比较小，工作空间一般不太受限制，因此，只需在吊货工作开始以前，先按吊货和卸货点调整起重机的位置和幅度；或在确保生产安全的前提下，保留必要的稳性，根据货件的重量，改变起重机的幅度，以调整起重机的有效起重量，借以提高起重机的有效利用程度。在吊货工作开始后一般不需改变幅度，这类变幅的性质是属于非工作性的(调整性的)，与此相应的变幅机构称为非工作性变幅机构。

起重机上最常见的一类变幅的方法是依靠驱动臂架使其绕铰轴在铅垂面内摆动(改变起重机臂架与水平线间的夹角)以改变幅度。但是，其中哪种适于非工作性变幅，哪种又适于工作性变幅呢？它们在结构上各具何种特点，并且根据什么来区分它们呢？若把这些问题讨论清楚了，即能了解变幅机构的工作性能，以便正确设计、制造和使用这些机构。

1. 简单式变幅系统——用变幅滑轮组牵引简单臂架(直臂架或曲臂架)摆动的系统(图5.1.1)

在这种变幅系统中，悬吊货物的起重索绕过起重臂端的滑轮以后，直接绕入起升机构的卷筒(或中间经过固定在人字架上的导向滑轮再绕入卷筒)。由货物的重力引起起重索的张力

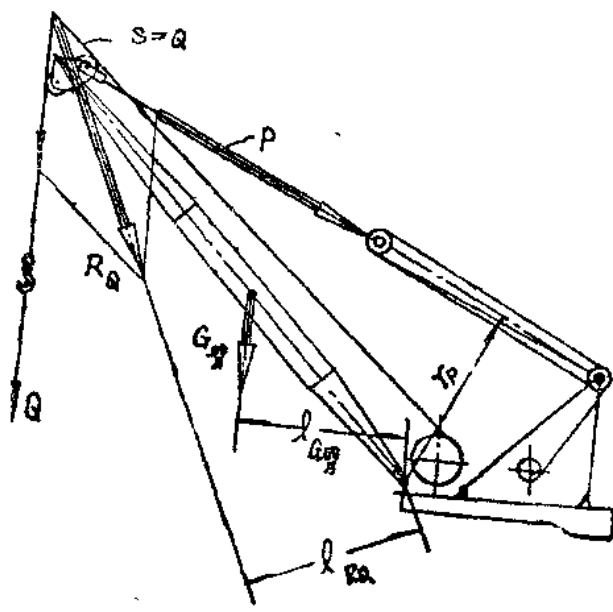


图 5.1.1

作用在臂架端滑轮轴上的合力 R_Q 与臂架自重 $G_{臂}$ 产生对臂架下铰轴的力矩，皆由联系臂架端

与入字架之间的变幅滑轮组产生相应的支持力对臂架下铰轴的力矩来平衡(变幅滑轮组的拉力是对臂架系统的约束反力)。因此,在这种系统中,变幅滑轮组工作时承受的张力是比较大的。此外,在变幅过程中,臂架重心产生升高或降低现象,货物随着臂端之升降,也产生升降现象(虽然起重索与臂架轴线不平行,因而对起重索自由段长度有些补偿,但仍很不足)(图5.1.2),因此在变幅工作中要消耗功,用于臂架重心和货物重心的升高上。这种变幅系统属于非平衡式的臂架变幅系统。

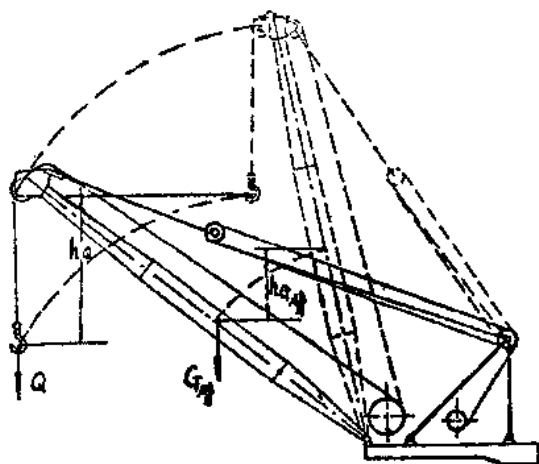


图 5.1.2

针对简单式臂架变幅系统的特点,往往采用较小的变幅速度,以减少操纵上的不便(由于变幅时货物有升降现象)和减小变幅功率;而为了减少变幅机构的传动比,以获得较紧凑的传动机构,一般采用倍数较大的省力变幅滑轮组;在起重量较大的新式轮胎起重机中,为了减小变幅滑轮组的张力和减轻臂架受力,采用了工作时可升高的人字架(图5.1.3);对于这种非平衡式臂架变幅系统,为了安全起见,一般采用单头螺纹自锁式蜗轮传动的变幅机构(图5.1.4);对于这种臂架与变幅传动机构之间只有挠性联系而无刚性联系者,为了安全起见,一般要设置防险撑杆(图5.1.5)或防险拉索(图5.1.3)以及最小幅度限位机构,用以防止臂架向后面翻倒。

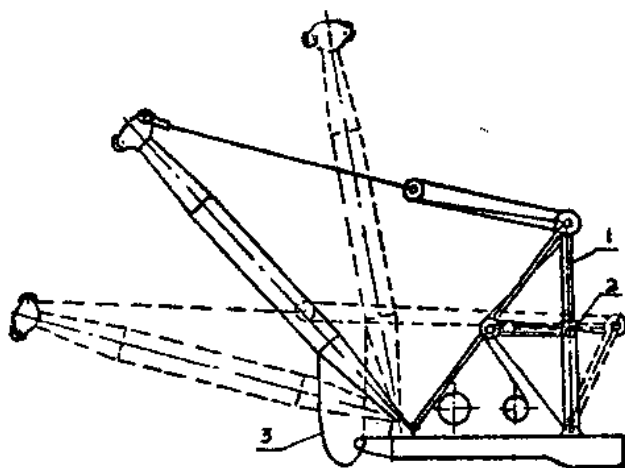
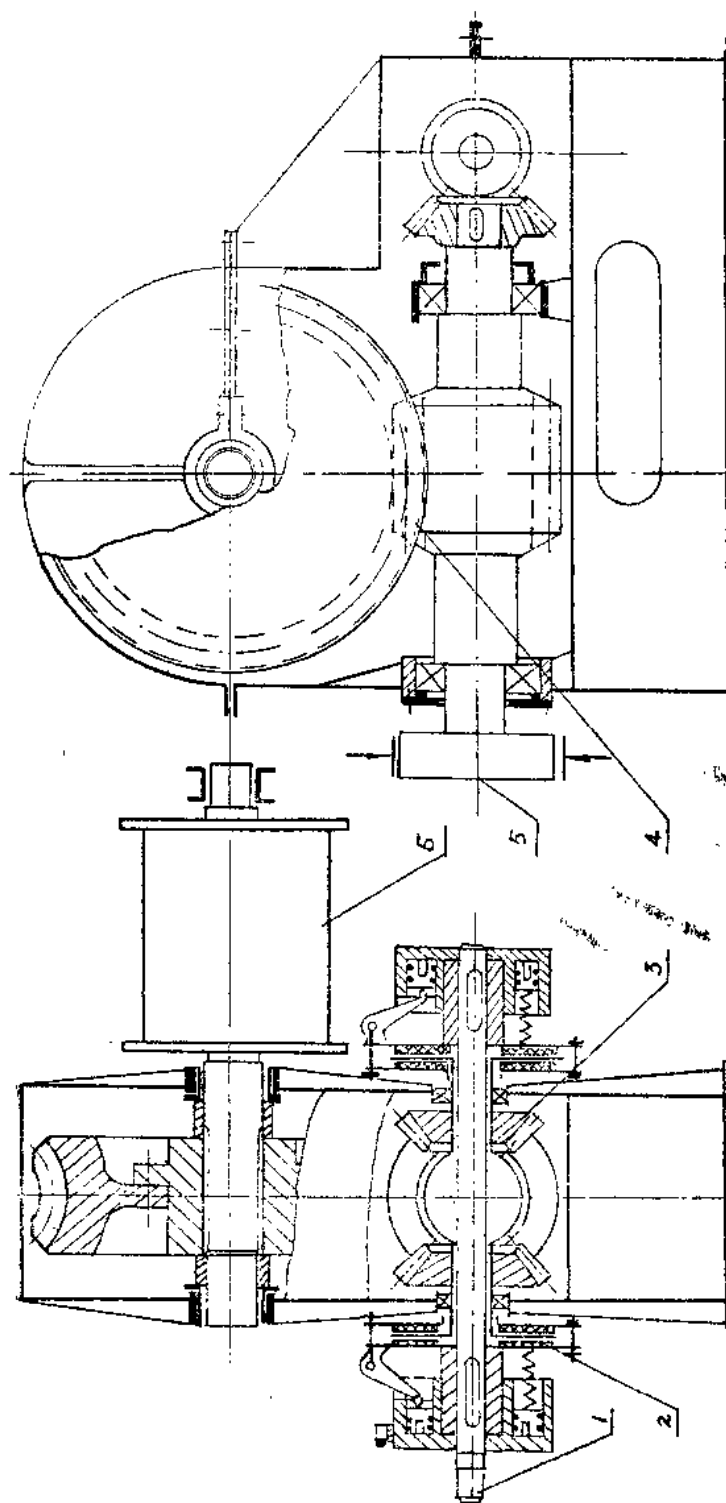


图 5.1.3 1. 可升起的人字架; 2. 销子; 3. 防险拉索。



1. 接向轴(接动力箱出轴) 2. 接向离合器(气动) 3. 接向蜗轮传动 4. 蜗杆蜗轮传动 5. 制动器 6. 变幅卷筒

图 5.1.4 HG—72型 16吨轮胎起重机变幅机构(蜗杆蜗轮传动带有接向离合装置)

因采取以上的措施,得到比较简单的臂架系统和重量轻、尺寸小的变幅机构。所以这种变幅系统被广泛应用在工作不频繁、对变幅速度要求不高,而对机构要求结构较紧凑的流动式起重机上,一般作为非工作性变幅机构使用。在特别需要的情况下,以驱动机构能够接通和功率足够为前提条件,亦可吊货向小幅度变幅。因为这类起重机的起重量是根据应保证起重机必要的稳性而定,允许的起重量随幅度增大相应减小,故吊货向大幅度变幅时有可能引起这类起重机的倾复或变幅机构制动力矩不足的情况出现,使用时必须注意安全。

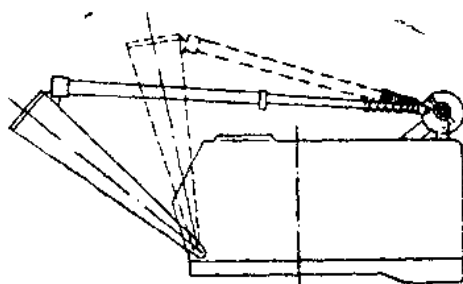


图 5.1.5

那么这种简单而轻便的变幅系统能否用于工作频繁而且高速的变幅工作要求呢?假如在高速、频繁的变幅工作条件下,仍采用这种系统,那末原来工作可靠的变幅滑轮组,因其倍率较大,绳索弯曲次数较多,加之频繁地工作,绳索使用期限即大大降低,因而其工作也就不可靠了。另外变幅速度很高以后(例如:水平投影的平均变幅速度为60m/min),由于变幅而产生的货物升降现象,将对司机操纵带来不便,而且功率消耗大大增加,将成为很突出的问题。

为了适应带载高速频繁变幅工作的需要,下面将讨论平衡式臂架变幅系统。

2. 平衡式臂架变幅系统

通过上面的分析,发现在简单式变幅系统中,变幅滑轮组必须有很大的支持力(或驱动力)才能达到臂架系统的平衡;并且在变幅过程中,货物和臂架的重心皆产生升降现象。因而它不适于高速工作。为了适应高速工作变幅,就要创造条件使在新的变幅系统中,力求对货物和臂架所需的支持力(或驱动力)减小到相对很小的数值;也即在变幅过程中,使货物接近水平移动和臂架重心不产生升降现象。如满足这样要求,则可减少变幅驱动机构的驱动力,大大减少变幅功率消耗。货物水平移动,司机容易掌握货物的落点,从而改善操作条件,能提高变幅机构的机动性。

下面将介绍满足上述工作性变幅要求的几种平衡式变幅系统(仅有货物的重力和臂架系统的重力作用时,无需变幅驱动力也可达到臂架系统平衡的变幅系统)。因这类变幅系统吊货时和不吊货时皆要满足臂架系统的平衡,为了便于讨论起见,分别研究臂架系统自重的平衡和由货物重力引起的结果力对臂架系统的平衡。

2.1 臂架自重的平衡

2.1.1 尾重法

由简单式臂架系统看出,臂架的重心不在臂架下铰轴心上,因而臂架的重力对其下铰轴产生很大的促使臂架倾覆的力矩。若给臂架加一活平衡重(又称对重)(图5.2.1),使臂架系统的合成重心位于臂架铰轴轴心线上,则可达到臂架在任何位置时皆获得臂架系统自身的完全平衡(静力的)。为达此目的,要满足以下两条件:

a). $G_{臂} \cdot r_{臂} = G_{对} \cdot r_{对}$ (见图 5.2.1)

b). 臂架铰轴轴心位于对重的重心与臂架重心的联线上。

用这种方法获得的对重重量较大,其合成重心比较靠向起重机的前方,对起重机总体稳性不利,并且旋转部分机器房的布置困难。国外某些门座起重机上采用尾重法。

2.1.2 杠杆—活动对重法

若将尾重法获得的臂架系统，分开成两部分，两者之间加一联杆使彼此联系起来(图 5.2.2)，形成一组平行四边形联杆机构，从而在变幅时，臂架重心与其下铰点的连线和对重重心与对重杠杆铰点的连线，彼此总是保持平行状态，则仍能使臂架系统的合成重心位于某一固定点上。其平衡的效果与尾重法所获得的是一样的。这样可以把对重向起重机旋转部分的尾部方向后移，以利总体稳性。但这种方法并没有可能使对重的重量减轻。

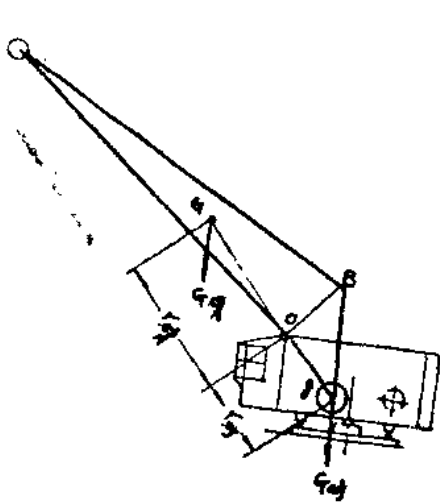


图 5.2.1

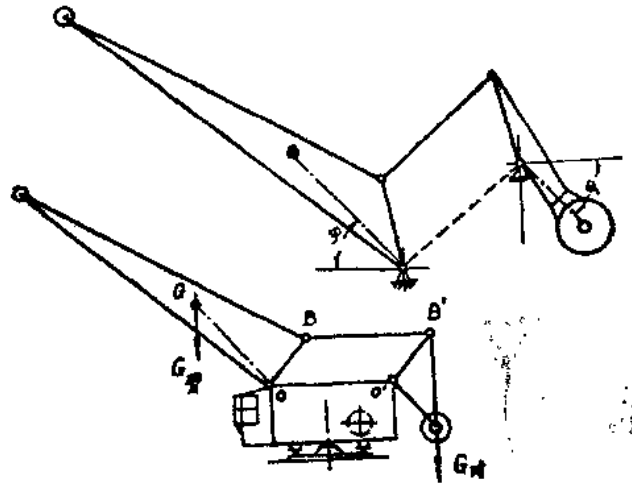


图 5.2.2

2.1.3 仅保持臂架系统的合成重心在接近水平线的轨迹上移动的杠杆—活动对重法 (图 5.2.3)

这种平衡法不再保持合成重心的位置不变，而是根据变幅时臂架位能的增加值等于活动对重位能相应地减少值来设置活动对重的，即整个系统位能在变幅时保持不变。如果杠杆系统的尺寸和活动对重的重量选择得合适，就有可能使整个臂架系统的合成重心，在变幅过程中，接近水平线移动。虽然不能达到臂架系统在任一位置都完全平衡，但可将由于不完全平衡而引起对臂架下铰轴的不平衡力矩降低到很小的数值。由于这种方法，可允许选取活动对重杠杆较大的摆动角度，因而在起重机尾部允许的界限尺寸以内得到活动对重升降的较大垂直距离，从而获得活动对重较小的重量。因此目前这种平衡的方法得到相当广泛的应用。

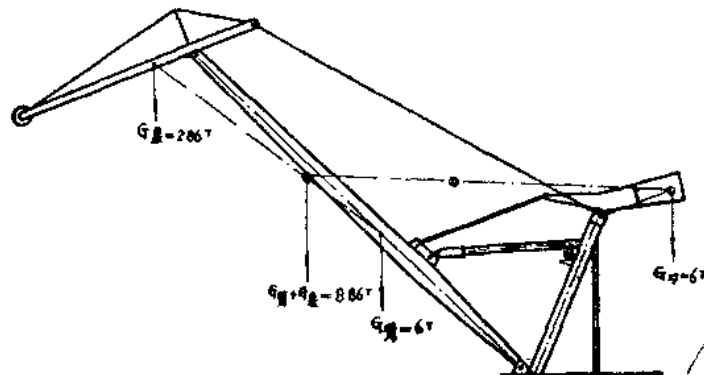


图 5.2.3

2.1.4 挠性件—活动对重法(图5.2.4)

这种平衡方法是用挠性件(钢丝绳或链条)将臂架和活动对重联系起来,以达到臂架自重平衡的目的。活动对重的重力,引起挠性件产生张力,中间经过导向滑轮,使挠性件拉着臂架。当导向滑轮位置与活动对重的重量选择合适时,在变幅过程中,活动对重引起挠性件的张力,亦即对臂架的拉力和臂架自重的重力,两者对臂架绕之摆动的铰轴轴心所产生的力矩达到平衡和极接近平衡。在这种情况下,变幅时臂架重心升高所吸收的位能,等于或接近等于活动对重作相应下降时所放出的位能。

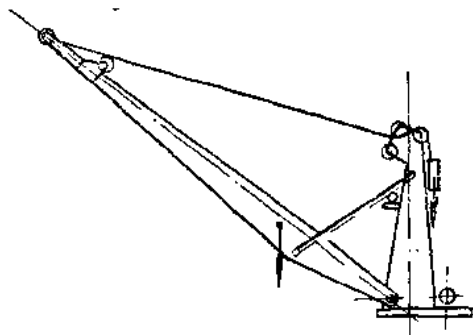


图 5.2.4

在采用直线形对重导轨的条件下,这种平衡法一般要使臂架系统在任意位置上都达到完全平衡是不可能的(根据经验在幅度范围内两个位置达到完全平衡是可能的,这问题将在下面设计方法中讨论)。只有当活动对重导轨做成合适的曲线形状时,完全平衡才有可能。

这种臂架平衡方法的主要优点是,构造简单,容易达到较小的尾部半径,对减小起重机旋转部分旋转质量惯性矩是有利的。缺点是挠性件容易磨损。

2.1.5 挠性件—曲线导轨活动对重法(图5.2.5)

基于挠性件—活动对重法中存在着挠性件容易磨损和不能达到臂架自重任意位置都完全平衡的缺点,出现一种新的平衡方法。在这种平衡方法中,挠性件一端与臂架相连,另一端直接与沿着曲线导轨滚动的活动对重小车相连。在这种系统中,引起挠性件容易磨损的导向滑轮不存在了;臂架自重任意幅度的完全平衡,是由正确选择活动对重重量和根据臂架系统完全平衡条件来设置曲线导轨而得以保证的。

实际上,臂架自重的平衡方式是多种多样的,但基本的平衡原理是变幅时臂架系统合成重心的位置不变,或整个臂架系统位能保持不变,即合成重心沿水平移动。

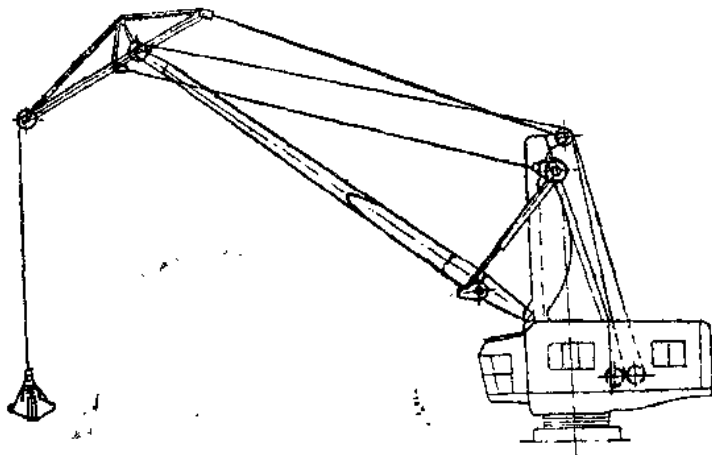


图 5.2.5

2.2 臂架自重平衡的设计方法

2.2.1 杠杆—活动对重系统

利用活动对重使臂架系统的重心总是在接近水平线的轨迹上移动的杠杆—活动对重法，这种方法得到相当广泛的应用。在设计中采用图解法来确定杠杆系统的尺寸及活动对重的重量(在初步设计时假设杠杆系统的重量可以忽略不计)，图解法比较简便和容易奏效，其设计方法按以下步骤来进行(图5.2.6)：

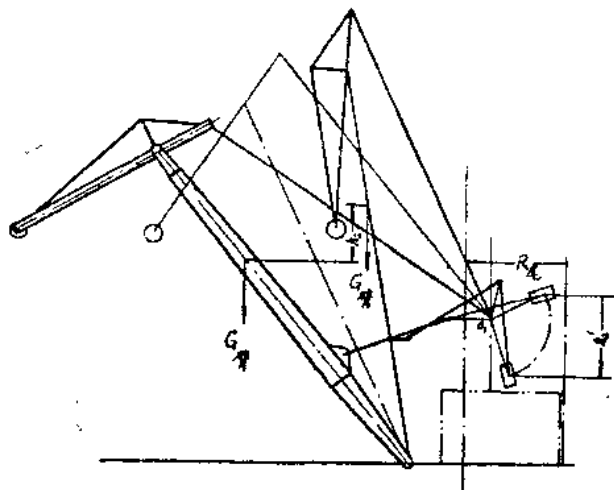


图 5.2.6

已知： $G_{臂} = 12\text{tf}$

$h_2 = 3.04\text{m}$

$h_2' = 4.55\text{m}$

求： $G_{对}$

$$G_{对} = G_{臂} \cdot \frac{h_2}{h_2'} = 12 \times \frac{3.04}{4.55} = 8\text{tf}$$

a). 根据构造上布置的方便为条件，初步选定臂架下支承铰轴 O 和对重杠杆支承铰轴 O_1 的位置，再根据给定的起重机尾部半径 $R_{尾}$ 和起重机的稳定性条件初步确定活动对重的重量 $G_{对}$ 。

如果没有活动对重起重机也能保证应有的稳定性时，那么，根据变幅过程中臂架重心升高 h_2 时所需吸收的能量等于对重下降 h_2' 时放出的能量这一条件来确定，即

$$G_{对} = \frac{G_{臂} \cdot h_2}{h_2'} \quad (5.2.1)$$

建议在构造上不发生妨碍的条件下，尽可能选取较大些的对重升降高度 h_2' ，以获得较小的对重重量 $G_{对}$ 。

b). 作出臂架在变幅过程中的三个位置(图5.2.7)，相当于臂架最大幅度位置 $\overline{OC_1}$ ，相当于臂架的最小幅度位置 $\overline{OC_3}$ ，则 $\overline{OC_2}$ 相当于两者间的中间位置。

然后，根据臂架重心升高所吸收的能量，等于对重作相应下降所放出的能量这一条件，求出与上述三个臂架位置相对应的对重位置 E_1 、 E_2 和 E_3 ，条件是：

$$G_{臂} \cdot h_1 = G_{对} \cdot h_1' \quad (5.2.2a)$$

$$G_{\text{臂}} \cdot h_2 = G_{\text{对}} \cdot h_2' \quad (5.2.2b)$$

c). 联杆与臂架的铰接点 B_1 选定后, 即可根据保证臂架和对重占有上述三个对应位置的条件, 求出联杆与对重杠杆间的铰接点 D 。

为了求出 D 点的位置, 必须按上述三个幅度下对重与臂架间的相对位置保持不变的条件来作图, 因此, 作辅助线 $\overline{O_1B_2}$ 和 $\overline{O_1B_3}$, 并假想把 $\overline{O_1B_2}$ 与 $\overline{O_1E_2}$ 、 $\overline{O_1B_3}$ 与 $\overline{O_1E_3}$ 之间的相对位置“固定”下来, 然后“释放”开各辅助线与臂架的连接, 这样处理以后, 再使 E_2 和 E_3 依次沿逆时针方向转到与 E_1 相重合的位置上。这时, 与 E_2 对应的辅助线端点 B_2 将绕 O_1 轴转到 B_2' 点上, 而与 E_3 对应的 B_3 点也将绕 O_1 轴转到 B_3' 点上, 使原有的 E_2 和 B_2 、 E_3 和 B_3 的相对位置仍然不变。

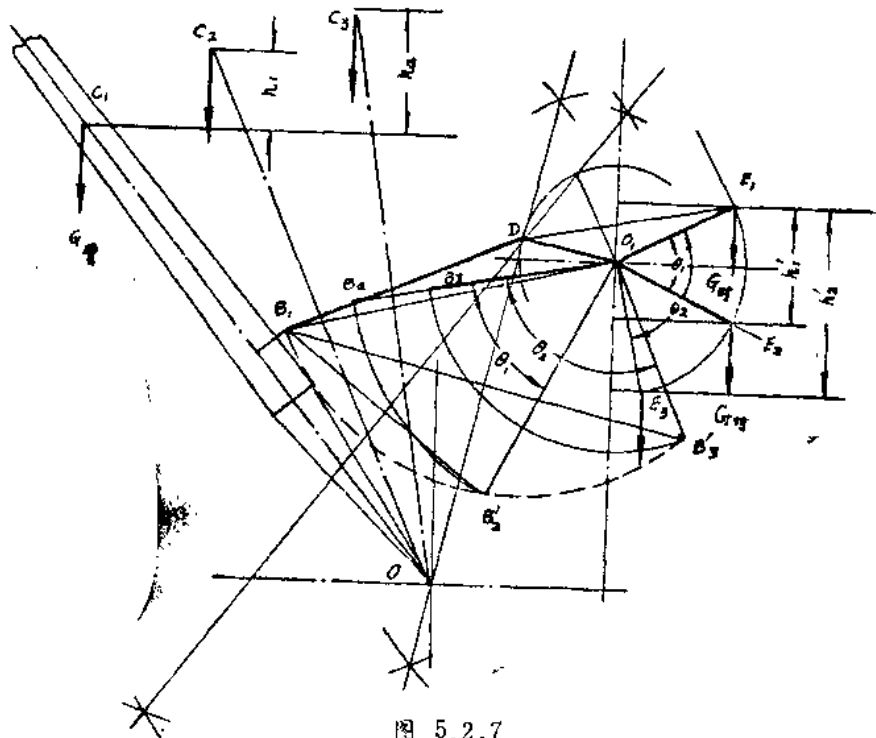


图 5.2.7

显然, 为了保证对重和臂架之间能在变幅过程中占有图示的三个相对位置, 那末, 自 D 点到 B_1 、 B_2' 和 B_3' 间的距离应该相等, 因为联杆的长度是不会改变的。所以, $\overline{B_1B_2'}$ 线和 $\overline{B_1B_3'}$ 线的两根垂直二等分线的交点即是所需寻求的 D 点。 D 点求得后, $\overline{DB_1}$ 即联杆长度, $\triangle DO_1E$ 即为对重杠杆的基本尺寸。

d). 根据所求得杠杆系统的尺寸和对重的重量 $G_{\text{对}}$, 即可对变幅过程中的几个位置进行不平衡力矩的验算。

根据对臂架下铰轴的平衡条件求联杆力(图5.2.8a):

$$P = G_{\text{臂}} \cdot \frac{l_2}{R_1} \quad (5.2.3)$$

由此即可求出臂架自重 $G_{\text{臂}}$ 经联杆对对重杠杆支承铰轴 O_1 的力矩:

$$M_{\text{臂}O_1} = P \cdot R_2 = \frac{G_{\text{臂}} \cdot l_2 \cdot R_2}{R_1} \quad (5.2.4)$$

对重对对重杠杆铰轴 O_1 的力矩:

