

高等学校教学用书

起重機課程設計

北京鋼鐵學院機械設計教研組 編

前 言

本书系根据1962年7月制定的起重运输机械教学大纲的精神和我校近几年来积累的教学经验编写的。内容主要讲述通用桥式起重机的设计（包括设计题目、设计方法和设计资料等）。

本书由王公侃（主编并写第一及四至七章）、盛汉中（第二、三章改编及第二部分）和陈道南（第二、三章）三同志编写。全书由东北工学院周培德同志审阅。

在编写过程中，大连起重机器厂李汝成工程师和武汉钢铁学院过玉卿同志提出许多宝贵意见，在此谨表谢意。

因编者的教学经验和实际经验均很不足，内容如有疏漏和错误之处，希提出批评和指正。

编 者

1965年8月

目 录

前 言

第一章 概論	1
一 学习起重机課程設計的目的	1
二 起重机課程設計任务书	1
三 起重机課程設計的方法和步驟	6
四 起重机課程設計的要求	7
第二章 起重机机构零件的計算載荷和許用应力	8
一 計算載荷	8
二 許用应力和安全系数	11
三 起重机的常用材料及其特性	14
第三章 起重机通用零件的計算	17
一 齒輪	17
二 軸	21
三 軸承	24
四 联轴节	26
第四章 桥式起重机小車的总体設計	27
一 起重机小車的构造	27
二 小車設計的基本原則和要求	30
三 机构传动方案	30
四 起重小車的計算例題	35
五 小車的布置图	45
六 小車計劃图	50
第五章 桥式起重机小車的部件設計	53
一 卷筒部件的設計	53
二 吊鉤裝置的設計	60
三 制动器的設計	69
四 小車架的設計	77
第六章 桥式起重机大車运行机构的設計	83
一 設計的基本原則和要求	83
二 机构传动方案	83
三 大車运行机构的計算例題	85
四 大車运行机构的布置图	91
第七章 桥式起重机箱形結構桥架的設計	92
一 箱形結構桥架的构造	92

二	桥架鋼結構設計的基本要求	98
三	桥架鋼結構設計的基本知識	99
四	箱形結構主梁的計算	104
五	箱形結構橫梁的計算	107
六	焊縫計算	109
七	桥架鋼結構計算例題	110
八	桥架計劃圖	116
附录		119
一	鋼絲繩	119
二	滑輪	123
三	卷筒	125
四	吊鈎及吊鈎裝置	127
五	制动器	131
六	車輪与軌道	135
七	电动机	139
八	減速器	143
九	联軸节和制动輪	153
十	軸承座	161
十一	緩冲器	163
参考书目		167

第一章 概 論

一 学习起重机課程設計的目的

在本門課程中，学生通过設計一台典型的起重机，进一步提高設計能力和巩固起重机械及机械零件等課程的理論知識。在設計中不仅要求学会整部机器的設計方法，并且要求巩固零件工艺性、机器的装配和安全技术等方面的知識。

在作課程設計之前同學們已經学过机械零件及其課程設計、結構力学及金属結構和起重运输机械等基本上掌握了一般机器零部件的設計方法；同时对桥式起重机和旋轉起重机等典型起重机的构造型式、工作原理和机构計算等也有了初步的了解。現在通过課程設計，綜合运用以前所学过的这些基本知識，对起重机的主要部分进行設計，这是一种主要的、基本的技术訓練。此外，对冶金机械专业学生來說，学习这門課程設計，尚可以为专业課程設計打下有力的基础。

二 起重机課程設計任务书

設計任务书主要是提出設計的根据和要求。較完善的設計任务书一般包括以下內容：

- (1) 起重机的用途和应用范围；
- (2) 起重机的型式、机构及特征；
- (3) 起重机的設計参数：如起重量、工作速度、起升高度等；
- (4) 外形与构造草图；
- (5) 生产能力；
- (6) 动力来源；
- (7) 技术經濟指标、預計成本和預計設計与制造期限等。

此外，对于通用起重机或較复杂的专用起重机应有与国内外現有同类起重机的比較及結論。对于专用起重机应有与其他机械設備的关系和所占空間的限制等等。

一般較簡單的設計任务书不一定全包括以上所述的内容，只要把起重机的使用情况和設計要求交待清楚即可。

因为本課程所讲的起重机主要是桥式起重机，所以在下面以桥式起重机为例介紹設計任务书的編制問題。

在桥式起重机的設計任务书中应給出的設計原始条件包括：起重机的設計参数、起重机的工作条件和其他要求。

起重机的設計参数指：起重量（吨）、跨度（米）、起升高度（米）、起升速度（米/分）、小車运行速度（米/分）、大車运行速度（米/分）和工作类型。

起重机的工作条件指：有无电源（若有，为直流或交流）、工作地点（室内或室外）、

最大行程和工作环境（温度、湿度、有无煤气、有无酸气）等。

其他要求，如：起重机所占空间的限制（应附图）、小车的极限位置、司机室的型式（开式或闭式）、司机室的位置（在桥架中间或一端）、司机室的高度、操纵方式（手动、电动、遥控）或其他特殊要求。

对于桥架型式和传动方式在设计任务中，可规定（对于通用起重机）也可以不规定，若不规定，则由设计者自行决定。

在桥式起重机的设计任务书中，最主要的而且必不可少的就是各设计参数；至于其他的设计条件，有则提，无则不提。

在编制桥式起重机的设计任务书时，应注意以下几点：

（1）起重量应为标准数并等于或稍大于需要一次运输的最大起重量。起重量选用标准数可以便于选择零部件和便于制造。

对于吊钩式桥式起重机，额定起重量即实际允许的最大起重量。如果经常运输的重量大小悬殊，可以设置二套起升机构。副钩的起重量通常为主钩起重量的15~25%，亦应当为标准数。现行的标准起重量为：5，10，15，15/3，20/5，30/5，50/10，75/20，100/20，125/20，150/30，200/30，250/30吨。

（注：将来可能改为优先数系）。

对于抓斗式或电磁盘式桥式起重机，其额定起重量实际指承载钢丝绳总的最大起重量。因此，实际允许的最大起重量应为额定起重量减去抓斗或电磁盘的自重。

（2）起升高度一般不超过16米。副钩的起升高度比主钩的起升高度常大2米。大起重量的起重机起升高度较大，可达30米左右。

（3）起升速度一般在8~20米/分之间，不宜大于25~30米/分。重级工作类型的速度取较高值，中级和轻级工作类型的取较低值。起重量较大的起重机，为减少功率，一般速度可取得更低些。为安装使用的桥式起重机，起升速度一般在1~4米/分范围内。

（4）小车运行速度一般在30~50米/分范围内比较合适。桥架跨度大的，可取较高值；否则取较低值。

（5）大车运行速度一般均小于100~120米/分，通常在75~90米/分之间比较合适。过慢则降低生产率，过快则启动和制动时冲击震动太大。如起重机的行程长，可以快些；行程短，则宜慢些。

（6）起重机每小时的生产率应满足车间生产的要求。起重机的生产率一般可按起重机大车的平均行程、小车的平均行程、平均起升高度、设计的大车与小车的运行速度和设计的起升速度，并按各机构不同时动作的条件，推算出每一次运输的工作时间，再估计出装卸的时间，便可算出每一工作循环的时间，进而，就可算出生产率来。

（7）对于一般通用桥式起重机，其大车运行机构的工作类型和起升机构的工作类型一致，为中级或重级；而小车运行机构的工作类型多数为中级，少数为轻级。这是根据统计结果，按一般需要而规定的。对于专用的桥式起重机，如生产操作情况是固定的，则应根据实际工作情况来计算各机构的JC%，然后确定其工作类型。

（8）设计任务书中应附有简图（如图1），用以表明安装所设计的桥式起重机的厂

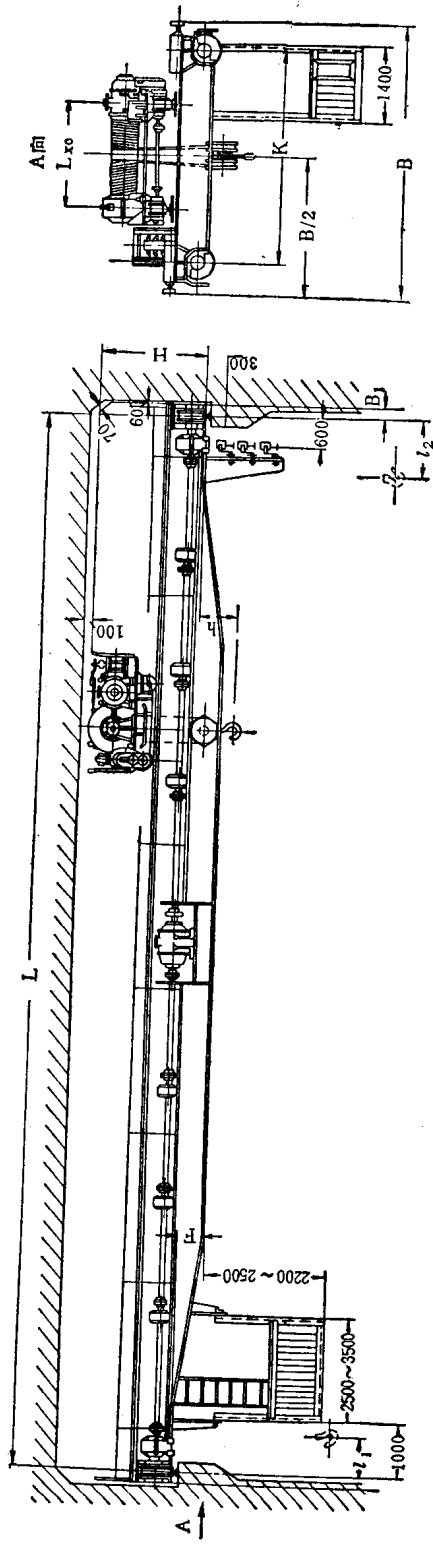


图 1 桥式起重机所占的空间位置
 l_1, l_2 —吊钩水平极限位置; h —吊钩最高极限位置; H, F, B, B_1 —起重机尺寸; L —跨度; L_{xc} —小车
 轨距; K —大車輪距。

起重機課程設計題目

表 1

題号	起重量 (吨)	跨 度 (米)	工作 类型	起升高度 (米)	起升 速度 (米/分)	小車运 行速度 (米/分)	大車运 行速度 (米/分)	大車运行机 构传动方式	桥 架 型 式	估計重量(吨) (不大于)		
										小 車	起重機	
1	5	10.5	中	14	10	40	90	分別传动	箱形梁	2.2	13.6	
2		13.5		14				40	分別传动		箱形梁	15.4
3		16.5		14				40	分別传动		箱形梁	18.1
4		19.5		14				40	分別传动		箱形梁	20.8
5		22.5		14				40	分別传动		箱形梁	25.0
6		25.5		14				40	分別传动		箱形梁	28.0
7		28.5		14				40	分別传动		箱形梁	31.2
8		31.5		14				40	分別传动		箱形梁	33.3
9	5	10.5	重	14	20	40	110	分別传动	箱形梁	3.0	14.6	
10		13.5		14				40	分別传动		箱形梁	16.4
11		16.5		14				40	分別传动		箱形梁	19.1
12		19.5		14				40	分別传动		箱形梁	21.8
13		22.5		14				40	分別传动		箱形梁	26.0
14		25.5		14				40	分別传动		箱形梁	29.0
15		28.5		14				40	分別传动		箱形梁	32.2
16		31.5		14				40	分別传动		箱形梁	34.3
17	10 (或 8)	10.5	中	14	8	40	90	分別传动	箱形梁	4.0	17.5	
18		13.5		14				40	分別传动		箱形梁	19.5
19		16.5		14				40	分別传动		箱形梁	21.0
20		19.5		14				40	分別传动		箱形梁	24.0
21		22.5		14				40	分別传动		箱形梁	27.0
22		25.5		14				40	分別传动		箱形梁	30.0
23		28.5		14				40	分別传动		箱形梁	34.8
24		31.5		14				40	分別传动		箱形梁	40.0
25	10 (或 8)	10.5	重	14	16	40	110	分別传动	箱形梁	5.6	19.0	
26		13.5		14				40	分別传动		箱形梁	21.0
27		16.5		14				40	分別传动		箱形梁	23.0
28		19.5		14				40	分別传动		箱形梁	26.0
29		22.5		14				40	分別传动		箱形梁	28.0
30		25.5		14				40	分別传动		箱形梁	31.0
31		28.5		14				40	分別传动		箱形梁	36.8
32		31.5		14				40	分別传动		箱形梁	41.5
33	15 (或12.5)	10.5	中	14	8	40	90	分別传动	箱形梁	5.3	20.0	
34		13.5		14				40	分別传动		箱形梁	22.0
35		16.5		14				40	分別传动		箱形梁	25.0
36		19.5		14				40	分別传动		箱形梁	28.0
37		22.5		14				40	分別传动		箱形梁	31.0
38		25.5		14				40	分別传动		箱形梁	34.0
39		28.5		14				40	分別传动		箱形梁	41.0
40		31.5		14				40	分別传动		箱形梁	45.0

續表

題号	起重量 (吨)	跨 度 (米)	工作 类型	起升高度 (米)	起升 速度 (米/分)	小車运 行速度 (米/分)	大車运 行速度 (米/分)	大車运行机 构传动方式	桥 架 型 式	估計重量(吨) (不大于)	
										小 車	起重機
41	15 (或12.5)	10.5	重	14	16	40	110	分别传动	箱形梁	6.0	22.5
42		13.5		14		40		分别传动	箱形梁		24.5
43		16.5		14		40		分别传动	箱形梁		27.5
44		19.5		14		40		分别传动	箱形梁		31.5
45		22.5		14		40		分别传动	箱形梁		35.0
46		25.5		14		40		分别传动	箱形梁		38.5
47		28.5		14		40		分别传动	箱形梁		44.5
48		31.5		14		40		分别传动	箱形梁		48.5

說明:

(1)大車运行机构的工作类型与起升机构的相同; 小車运行机构的工作类型一律为中级。

(2)題目表中所列的速度要求, 在計算后所得的实际数值可允許有15%以下的偏差。

(3)桥梁型式可由箱形梁改为四桁架; 大車运行机构传动方式可由分别传动改为高速集中传动(最好由教师决定)若時間不够, 可以不設計桥梁。

房尺寸和起重機軌道的位置, 并表明这台新起重機所占有的空間位置和吊鈎的极限尺寸等。一般規定: 起重機的最高点与厂房頂棚的距离不能小于100毫米; 端梁最外端距牆壁的距离不能小于60毫米; 司机室的最外边与起重機軌道中心线的水平距离不小于1米。至于吊鈎两边的极限位置, 要視实际的需要来規定。

(9)司机室一般均安装在桥梁的一端并在传动側平台之下, 对于桥梁跨度大的起重機也有安装在桥梁传动側主梁中部下方的。若司机室須随小車一起移动, 在設計任务书中也要加以說明。司机室位置的确定主要考虑司机視野的广度和操作的方便。这些, 都与工艺过程有关。

(10)对于室外用的起重機, 还要提出最大风压、雪压等項。

(11)对于为工厂設計的有专门用途的桥式起重機, 应有使用起重機工艺过程的說明以及厂房的完整視图。

(12)在設計任务书中, 必要时还应提出起重機的运输問題。它与起重機的构造、制造厂与使用厂間的路程和运输工具等有关(如用火車运输并要經山洞則大的起重機必須分节运输等)。

按照以上所述起重機設計任务书的編制方法, 并参照現有桥式起重機的設計参数, 今拟出一組課程設計題目如表1。

表1中列出48台桥式起重機的設計原始数据, 每人可由其中任选一題, 設計一台室内用的电动双梁吊鈎式桥式起重機。表中的数据虽成为系列, 但在設計時可按专用起重機考虑, 即各設計之間不相联系。

桥式起重機的总体布置如图2。同学在設計時, 可不画这样的总图, 仅画小車图和桥

架图即可。

对课程设计工作量的一般要求为：

- (1) 计划图2~3张；
- (2) 零件图1张；
- (3) 设计计算说明书一份(15~30页)，其中包括若干布置图和计算图。

三 起重机课程设计的方法和步骤

因为起重机课程设计的主要目的是学习整台机器的设计方法和步骤，所以其主要内容在于起重机的技术设计，即：绘制计划图和编制设计计算说明书。又因为起重运输机的讲课内容着重于计算方面，并且通过习题课和课外作业，同学对机构计算与零部件计算已经基本掌握，所以在作课程设计时，应多注意结构设计的工作，即根据其计算得出的主要尺寸和选好的标准件，确定出起重机的整体结构和各部件的构造。

至于零部件的设计，因为时间有限，而且同学已学过机械零件课程设计，所以不可能将全部零件都设计出来。在设计时，应尽量选用标准零部件。对于非标准部件，应作一个非标准部件的计划图和分析出某些非标准部件的设计条件；若时间许可，绘出一至二个重要零部件的施工图。

起重机课程设计的概略步骤如下：

起重机课程设计的计划进度表

表 2

设计阶段	计 算 和 绘 图	时 数	参阅本书章次
第一阶段： 机构计算	初步确定起升机构，小车运行机构和大运行机构的传动方案，并作各机构的计算与零件的计算。	20 (15) ^③	一~四 六
第二阶段： 小车总体设计 小车部件设计	绘制小车布置图。 绘制小车计划图。电动机和制动器等都要画出但可以适当简化。 绘制小车架负荷图。 绘制部件图 ^① 和零件图，验算主要零件。	30 (50) 18 (40)	四 五
第三阶段： 桥架设计(一)	确定桥架主要尺寸。选择主梁断面，并验算之 ^② 。绘草图布置桥架各部分尺寸。选择端梁断面，并作验算。	10	七
第四阶段： 桥架设计(二) 桥架设计(三)	画大车运行机构的布置图。画端梁草图。 绘制主梁的计划图 ^② 并作相应的计算。	8 20	六~七 七
技术总结	复习，整理图纸和设计计算说明书。	12 (13)	一~七
课 程 设 计 答 辨		2 (2)	

① 根据教师指定去绘制部件图。可绘制卷筒部件、吊钩装置、车轮部件或制动器。并且验算这些部件中的主要零件，如轴、轴承、制动臂或选电磁铁等。

② 根据各校情况桥架主梁计划图及验算可以不作。

③ 括弧内的数字适用于不作桥架设计的情况。

(1) 选择机构传动方案，作零部件、机构和鋼结构（学时少可不作鋼结构部分）的計算；同时繪制布置图。要边算、边画和边修改，即所謂三边設計。

(2) 繪制总計劃图和部件計劃图。

(3) 繪制零件图。

(4) 整理設計計算說明书。

因为時間所限，不能完成起重机的全部零件施工图、部件装配图和总图。虽然如此，若能完成以上所述的設計內容，已足可掌握整台起重机的設計要点和領会整台机器的一般設計方法和步驟。

按照起重机課程時間为 120 学时和設計題目为箱形結構桥式起重机，現拟定一課程設計的計劃进度表（表 2），供課程設計教学之参考。

四 起重机課程設計的要求

1. 設計者應該象接受国家的設計任务那样，要具有高度責任感，严肃认真，一絲不苟，以踏踏实实的态度进行設計。充分发挥自己的主动性，通过課程設計树立起正确的設計思想与良好的工作作风。

2. 要很好地学习和深入研究現有的資料和典型結構，并充分利用国家标准规范。既不盲目抄袭，也不脫离实际的“閉門造車”，應該在学习和继承現有技术資料的基础上加以改进和大胆創造新結構。

3. 設計起重机应注意所采用的零部件工艺性好、装拆检修容易、操作方便和使用安全。此外，还要努力减少材料的消耗，降低机器的重量和成本。

4. 在設計的各阶段，要认真閱讀指定的資料图紙并按时完成各阶段的設計任务。

5. 对設計計算說明书及設計图紙要求做到：計算作图正确，字体（仿宋体）端正和图面整洁。

第二章 起重机机构零件的计算载荷和许用应力

起重机的自重及其工作可靠性在很大程度上决定于计算载荷和许用应力确定的准确性。所以，在计算起重机的零件时，必须考虑载荷的实际数值和作用情况，并应该根据零件的具体工作条件来确定许用应力。

本章主要概述起重机的外载荷及其组合情况、零件强度及疲劳计算的计算载荷和计算方法的确、安全系数和许用应力的选择以及起重机常用材料的机械特性等。所述的计算原则和方法，本应普遍适用于起重机上所有的零件（包括专用零件和通用零件），但在目前情况下，用到专用零件上尚有困难，故只适用于通用的机械零件。

一 计算载荷

1. 外载荷及其组合情况

作用在起重机上的主要外载荷有：自重、起升物品的重量、风载荷、惯性载荷（动力载荷）以及坡道引起的载荷等。此外，在某些特殊场合还要考虑下列载荷：工艺载荷，安装与运输时引起的载荷，雪载荷和温度变化所引起的载荷等。

起重机自重，可参考现有同类产品的数据来估计。

起升物品的重量，应包括所吊物品和取物装置（吊钩装置、承架、起重电磁铁或抓斗等）的重量。

风载荷，为起重机挡风面积 F_{af} 乘以单位面积风压力 p （表3）。当计算零件疲劳时，不考虑风载荷。

如起重机系实体结构， F_{af} 为实际轮廓面积；若系桁架结构，则还应乘以漏孔系数 α ，其值一般为0.25~0.5。至于所吊物品的挡风面积，一般按物品重量从表4中查出。

惯性载荷（动力载荷），对传动零件和支承零件应分别用不同动力系数来考虑（详见下节）。

坡道载荷，视实际工作情况确定。但在计算零件疲劳强度及电动机功率时不考虑。

起重机在上述外载荷的综合作用下，需要进行起重机整体稳定性、机构的电动机功率和零件的强度（指静强度，后同），疲劳、磨损发热等的计算。但起重机在工作过程中载荷经常变动，而且这些变动载荷对上述不同计算有着不同的影响。因此，在起重机计算中，通常把外载荷分为三种基本的组合情况，根据不同的组合进行相应的计算。

第一种组合情况称为工作状态下的正常载荷。这是指起重机在额定的起重量，平稳的起升和制动过程，承受工作状态下的平均风压以及行驶在正常的道路等条件下工作时所有的外载荷的组合。如这些外载荷的数值是变化的，则应将它们折算成为等效载荷来计算（详见本节3），因此这种载荷组合又称为工作状态下的等效载荷。

根据这种组合情况可进行起重机零件的疲劳、寿命、磨损和发热以及电动机功率的计

单位风压力 p 的推荐值

表 3

载荷组合种类	单位面积风压力, p (公斤/米 ²)							
I (p_I)	A组(港口、船厂及装在高于地面20米的起重机)							25
	B组(其他地区的起重机)							15
II (p_{II})	A组							40
	B组							25
III (p_{III})	起重机安装高度, (米)	0~20	>20~40	>40~60	>60~80	>80~100	>100	
	A组	100	110	130	150	170	180	
	B组	70	80	100	120	140	150	

物品挡风面积, F_w

表 4

物品重量(吨)	1	2	3	5	10	20	30	50	75	100	150	200	250	300
迎风面积 F_w (米 ²)	2	3	5	7	10	15	20	25	30	35	49	55	65	75

算。当进行零件疲劳计算时可以不考虑风压。

第二种组合情况称为工作状态下的最大载荷。这种载荷组合可以包括最大的静阻力；急剧起动和制动时的惯性载荷；工作状态下的最大风压力及最大坡道引起的载荷等。但是并非一定同时出现上述所有的载荷，对于各种起重机的最危险的组合情况应该由计算和使用的实际情况来决定。第二种载荷组合用于进行起重机零件的强度计算，及起重机整体与单个部件的稳定性计算。

工作状态下的最大载荷常受到一些外界条件的限制，例如车轮的打滑，极限力矩联轴节的滑动，安全销的切断以及电气保护装置的跳闸等。

第三种组合情况称为非工作状态下的最大载荷。这种载荷组合一般仅包括起重机的自重和非工作状态下的风压力（飓风），在特殊情况下也考虑气温的变化，积雪和结冰的影响。这种组合主要用于核算室外工作的起重机的强度。

除上述三种基本情况的载荷组合外，还可能有特殊情况的载荷，如运输安装时的载荷、地震载荷、缓冲器的冲击等可用于核算强度及起重机与其部件的稳定性。

以上三种组合的载荷情况及其计算对象归纳于表 5 中。

2. 强度计算载荷

作强度计算时所采用的计算载荷，应取机构在不稳定运转时所产生振动载荷的最大值，并随机构的不同而不同。

对于起升机构，可按下列公式计算：

$$\text{支承零件: } Q_{max} = kQ \quad (1)$$

式中 Q ——额定起重量；

k ——物品从地面提起时的动力系数，其值由物品距卷筒的高度（近似计算即为起升高度 h （米））和速度 v （米/分）而定，即

計算載荷的組合

表 5

組別	載荷組合名稱	載荷情況	計算的對象
I	工作状态下的正常載荷	在正常工作过程中由自重、起重量与平穩起 动、制動所产生的慣性力等变化載荷折算的等效 值①。	I _a 傳動零件疲勞 I _b 支承零件疲勞 I _c 电动机功率
II	工作状态下的最大載荷	繁重工作情況下，由于自重，起重量等产生的 最大靜阻力，急驟的起動与制動時慣性力等所产 生的最大載荷②。	II _a 傳動零件强度 II _b 支承零件强度
III	非工作状态下的最大載 荷	自重和风压力(颶風)产生的載荷	校核零件强度及起重機整 体与部件的稳定性

① 等效載荷折算方法詳見疲勞計算載荷一节。

② 如机构中有安全裝置，則工作状态下的最大載荷受安全裝置所能传递的极限載荷所限制；而运行机构則受車輪打滑的限制。

$$k \approx 1 + \frac{0.1v}{\sqrt{h}}$$

傳動零件：

$$M_{max} = k_1 M_e i \eta \quad (2)$$

式中 M_e ——电动机的額定力矩；

i, η ——由电动机軸到計算軸之間的傳動比和效率；

k_1 ——动力系数，按表 6 采用。

动力系数 k_1 的数值

表 6

零件所在的位置	工 作 类 型			
	輕 級	中 級	重 級	特 重
电动机至制動器之間的零件	2	2	2	2
制動器至第一級齒輪之間的零件	1.4	1.4	1.8	1.8
第二級以后的傳動零件	1.1	1.2	1.4	1.6

对于运行、旋轉和变幅机构的傳動零件，任意軸上的最大計算力矩，可按下式計算：

$$M_{max} = k_2 M_k \quad (3)$$

式中 k_2 ——振动的动力系数，近似地取 $k_2 = 1.2$ ；

M_k ——把机构看成具有刚性联系的傳動，当起動或制動时为克服慣性力实际传过計算軸的力矩。

当求 M_k 时，可以由电动机的最大起動力矩来換算。

3. 疲勞計算載荷

起重机的零件，大部分是在变載荷下工作，而計算其寿命則采用有限寿命。因此进行零件疲勞計算时应采用等效載荷，并用有限寿命的疲勞許用应力來計算。

当起重机零件的載荷变化图已給定时，則等效載荷可用下式計算：

$$Q_d = Q \sqrt[m]{\sum \left[\left(\frac{n}{N_z} \right) \left(\frac{Q_i}{Q_H} \right)^m \right]} = \phi_d Q \quad (4)$$

$$M_d = M \sqrt[m]{\sum \left[\left(\frac{n}{N_z} \right) \left(\frac{M_i}{M_H} \right)^m \right]} = \phi_d M \quad (5)$$

式中 Q, M ——载荷或力矩；

Q_i, M_i ——相应的变化载荷 Q_1, Q_2, Q_3, \dots 或相应的变化力矩 M_1, M_2, M_3, \dots ；

n ——相应于 Q_i 或 M_i 的加载次数；

N_z ——加在零件上各种载荷总次数；

m ——决定于疲劳曲线形状的指数，对起重机零件 $m=9$ ；

ϕ_d ——等效换算系数，起重机的载荷图一般很难确定，因此，在实际计算时， ϕ_d 都从表 7 的经验数值中选用。

等效换算系数 ϕ_d

表 7

机 构	工 作 类 型				
	轻 级	中 级	重 级	特 重 级	
所有机构中，由电动机到制动器之间的零件	1.5	1.5	2.0	2.0	
制动器以后的零件	起升机构，不平衡的变幅机构	1.0	1.1	1.2	1.3
	运行、旋转机构，平衡的变幅机构	1.1	1.2	1.3	1.4

表 8 中列出电动桥式起重机的机构计算载荷的组合情况。

电动桥式起重机构的载荷组合及计算力矩

表 8

载荷组别	计 算 的 对 象		计 算 载 荷 或 计 算 力 矩				
			自 重	起 重 量	风 载 荷	正常工作的 惯性载荷	急剧启动或制 动时惯性载荷
I	I _a	传动零件的疲劳	$M_d = \phi_d M$				
	I _b	支承零件的疲劳	√	√	—	√	—
	I _c	电动机功率	√	√	25/15①	√	—
II	II _a	传动零件的强度	1) $M_{max} = k_1 M_e$ (起升机构) 2) $M_{max} = k_2 M_K$ (运行机构)				
	II _b	支承零件的强度	√	√	40/25②	—	√
III	零件的强度核驗		√	—	p_{II}	—	—

① 分子数字用于 A 组地区的起重机；分母数字用于 B 组地区的起重机；

② 对于一般用途的桥式起重机，仅按第一、二两种载荷组合计算。

二 許用应力和安全系数

1. 强度计算的許用应力，一般用以下公式计算：

对塑性材料（如钢）：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (6)$$

对脆性材料（如鑄鉄）：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (7)$$

式中 σ_s ——材料屈服极限；

σ_b ——材料强度极限；

n ——强度安全系数，其值为 $n = 1 + a_1 + a_2$ (a_1 考虑机构重要性的安全储备， a_2 考虑材料内部质量的安全储备)。见表16。

2. 有限寿命疲劳计算的許用应力，用下面公式计算：

$$[\sigma_{\gamma k_0}] = \frac{\sigma_{\gamma k}}{n} \sqrt{\frac{N_0}{\sum n_i}} = K_n \frac{\sigma_{\gamma k}}{n} \quad (8)$$

式中 N_0 ——相应于 $\sigma_{\gamma k}$ 的基本循环次数，对于机械零件 $N_0 = 10 \times 10^6$ ；

$\sum n_i$ ——应力超过 σ_{-1} 的所有应力循环次数总和；

$\sigma_{\gamma k}$ ——考虑了应力循环特性 γ 和应力集中系数 k 的材料疲劳极限 $\sigma_{\gamma k}$ 可由下式计算，即

$$\sigma_{\gamma k} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-\gamma)k + \psi(1+\gamma)} \quad (9)$$

式中 γ ——变化应力最小值与最大值之比，即 $\gamma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ ；

ψ ——材料对非对称循环的敏感性，其值为 $\psi = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$ ，可从表9中采用；

k ——应力集中系数，与各零件具体构造形状有关（见第三章）；

σ_{-1} ——材料疲劳极限（对称循环）。

ψ 值

表 9

σ_0/σ_{-1}	1.8	1.65	1.52	1.43
ψ	0.1	0.2	0.3	0.4

为了计算方便，把 $K_n = \sqrt{\frac{N_0}{\sum n_i}}$ 值列入表10中。

K_n 值 ($m=9$)

表 10

$N_0/\sum n_i$	1.11	1.25	1.43	1.67	2.0	2.5	3.33	5	10
K_n	1.01	1.03	1.04	1.06	1.08	1.11	1.14	1.20	1.29

通常 $\sum n_i$ 值 \leq 计算总循环次数 N_z 。因此，为了确定 $\sum n_i$ 值必须首先确定 N_z 值。 N_z 值与零件给定的使用年限 L 及工作类型有关。各种工作类型的起重机机构工作时数 T 可由下式计算：

$$T = 8760 L k_n k_s \quad (10)$$

式中 k_n 、 k_z ——分别为年利用系数和昼夜利用系数。

几种起重机主要零件的使用年限 L 推荐于表11中。根据不同年限和工作类型算出的总工作时间列于表12中。

机构主要零件的使用期限推荐值

表 11

机构工作类型	齿輪計算接触疲劳时 (年)	其他非易損件(年)	
		起升机构	运行, 旋轉机构
輕 級	15	25	25
中 級	10	20	25
重 級	10	15	10
超重級, 最重級	10	15	10

各种工作类型和工作年限的工作时数 T

表 12

项 目	工 作 时 数			
	輕 級	中 級	重 級	超重級, 最重級
年利用系数, k_n	0.25	0.50	0.75	1.00
昼夜利用系数, k_z	0.33	0.67	0.67	1.00
机构	5	3615	14675	22010
工作	10	7230	29350	44020
年限	15	10840	44020	66030
	25	18065	73365	110050
計算JC%值	15	25	40	60

計算 N_z 值时, 按照零件在起重机上工作特点分为三組: (1) 零件循环次数与其轉速 n 有关的; (2) 与所在机构每小时接合次数 n_j 有关的; (3) 与起重机每小时工作循环次数 n_{qz} 有关的。这三組零件名称及其 N_z 計算公式列于表13中。

零件应力循环次数 N_z 的計算公式

表 13

計算零件組別	計 算 的 零 件 名 称	N_z 的 計 算 公 式
1	齿輪; 鏈輪; 蜗輪; 齿輪联轴节; 車輪; 承受弯曲的軸等	$N_z = 60nT \frac{JC\%}{100}$
2	运行、旋轉和平衡变幅机构受扭的軸等	$N_z = T \frac{n_j}{2} \frac{JC\%}{100}$
3	吊鈎組件; 起升和不平衡变幅机构受扭軸; 运行机构不动的支承軸; 臂架铰鏈等	$N_z = Tn_{qz}$

表中: n_j ——机构每小时平均接合次数(见表14)

n_{qz} ——起重机每小时平均工作循环数(见表14)

当零件的計算循环次数 N_z 超过零件产生疲劳现象的循环次数时, 該零件除进行强度計算外, 还要进行疲劳計算。經過概略計算后指出, 对上述三組零件, 須要进行疲劳計算