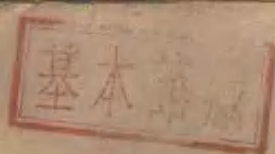


172022



通用桥式起重机

拜尔尼茨基、沙巴晓夫著



机械工业出版社

通用桥式起重机

結構、計算、运用

拜尔尼茨基、沙巴晓夫著

孙鸿范、胡国范译



机械工业出版社

1958

出版者的話

本書綜述了苏联起重機制造業在电动双梁桥式起重機設計和运用方面的先进經驗及成就,包括典型桥式起重機的結構圖及其性能,計算公式和計算示例,起重機主要部件和零件的尺寸数据,以及有关桥式起重機运用和保养方面的知識。

本書系供工程技術人員設計桥式起重機时参考之用,亦可作为高等工業学校和中等技術学校的教学参考資料。

全書由孙鴻范、胡国范同志譯出,并由孙鴻范同志負責总校。

苏联 А. В. Парняцкий, А. П. Шабанов 著 'Мостовые краны общего назначения' (Машиз 1955 年第一版)

*

*

*

NO. 1641

1958 年 4 月第一版 1958 年 4 月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 字数 390 千字 印張 16 0,001—2,000 册

机械工業出版社(北京东安民巷 27 号)出版

机械工業出版社印刷厂印刷 新华書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 号

定价(10) 2.50 元

目次

原序	4
第一章 桥式起重机概论	5
桥式起重机的构造	5
桥式起重机的参数	7
第二章 起重机机构零件的计算载荷、材料和许用应力	10
计算方法	10
计算载荷	10
材料	13
许用应力	18
安全系数	20
第三章 滑轮组	22
滑轮组的型式	22
钢丝绳	24
滑轮	30
第四章 起重吊钩和吊钩悬具	32
吊钩的构造	32
吊钩的计算	37
吊钩悬具	41
第五章 绳索卷筒	46
卷筒的构造	46
卷筒的安装	47
钢丝绳在卷筒上的固定	51
卷筒的计算	53
第六章 齿轮传动和减速器	57
桥式起重机中所采用的传动装置	57
齿轮传动的主要参数	57
制造起重机齿轮用的材料	62
齿轮的修正	63
齿轮传动的计算	64
减速器	70
第七章 心轴、转轴、键和联轴节	80
心轴和转轴	80
键	85
联轴节	87
第八章 滚动轴承	88
概论	88
轴承的选择	88
滚动轴承基本类型的结构和运用特性	89
轴承尺寸的确定	91
滚动轴承的安装	95
第九章 制动器和电磁铁	103
主要资料	103
制动力矩的确定	103
制动器的构造	107
制动器零件的简要技术条件	134
制动器的运用	125
制动器的计算	125
第十章 车轮	131
车轮的构造	131
车轮的计算	134
车轮的安装	135
第十一章 起重机电动机	140
概说	140
交流电动机	140
直流电动机	141

电动机的选择和验算	147
桥式起重机电气设备的简述	170
第十二章 起重机小车的构造	176
第十三章 起重机桥架的构造	186
起重机桥架的型式	186
闭式桥架	189
开式桥架	195
第十四章 设计起重机桥架钢结构的基本资料	202
钢结构的计算方法	202
计算载荷(根据全苏起重运输机械制造科学研究所的资料)	203
制造起重机桥架钢结构的非用材料(根据全苏起重运输机械制造科学研究所的资料)	205
起重机桥架钢结构的许用应力(根据全苏起重运输机械制造科学研究所的资料)	206
桥架的许用挠度和桁架构件的长细比	207
桥架的建造起拱	208
起重机桥架的自重	209
起重机桥架钢结构的疲劳强度问题	212
第十五章 具有箱形断面梁之桥架的计算(根据全苏起重运输机械制造科学研究所的资料)	214
主梁的计算	214
箱形断面主梁中构件的稳定性	217
根据稳定性验算辅助桁架的上弦杆	220
焊缝的计算	222
主梁加筋板的计算	222
第十六章 主桁架的计算	226
静力计算	226
构造计算	227
第十七章 桥架运行机构	233
运行机构的基本方案	233
运行机构的构造	236
第十八章 缓冲装置	242
缓冲器的构造	242
缓冲器的计算	246
考虑货物惯性悬挂时起重机用缓冲器的计算原则	248
第十九章 起重机机构的润滑	250
齿面的润滑	250
滚动轴承的润滑	250
第二十章 起重机的运用	256
概说	256
桥式起重机司机的主要职责	258
起升和运移货物的法规	259
桥式起重机工作过程中的主要损坏和故障	261
第二十一章 关于起重机检修方面的简要知识	266
计划-预防检修系统	266
起重机的检修组织	267
进行检修工作时的保安技术	269
起重机的快速检修	270
起重机的不停歇检修	271
检修起重设备时零件的成组更换	271
附录	

原 序

在現在，假如起升和运移貨物的过程——最繁重的生产过程——不机械化的話，就無法进行工業企业的正常工作。

桥式起重机是一种十分普遍型式的起重机械，一般用作車間内部运输的主要工具。

战后，苏联起重机械制造業在創造滿足苏联国民經济日益增長需要的完善桥式起重机方面，已經达到了很大的成就。苏联大型机器制造厂：烏拉尔重型机器制造厂，新克拉馬道尔工厂，[西伯利亚重型机器制造厂]，以及專業化的起重机制造厂——莫斯科工厂，列宁格勒工厂，塔石金工厂等——对苏联桥式起重机械制造業的今后發展作出了巨大的貢獻。在改进起重机的結構、機構以及鋼結構的計算方法等方面的許多有价值的工作已由全苏起重运输机械制造科学研究所以及鮑曼高等工業学校、列宁格勒加里宁工業大学、烏拉尔基洛夫工業大学等起重运输机械教研組的全体同人所完成。

在本書中，作者的任务是綜合苏联工厂和学校在設計和运用双梁通用桥式起重机方面的先进經驗。本書内容包括：現有起重机的機構及部件的結構圖和性能，計算公式和表格，以及有关桥式起重机機構的运用和檢修方面的簡要知識。

作者認為必須指出，由于目前起重机的許多零件和部件还没有統一的計算和設計方法，所以，在本書中只得列入那些已被我們的起重机設計和运用实践所充分考驗过的方法，或者是新的但迄今还未充分地被实际經驗所証实的方法，根据作者的看法，这些新的方法是最先进的，在将来有广泛采用的希望。

在編著本書时，曾应用全苏起重运输机械制造科学研究所，烏拉尔重型机器制造厂，[西伯利亚重型机器制造厂]和新克拉馬道尔工厂的資料，以及許多苏联学者和工程师的著作。

本書內容符合于1949年苏联电站部所批准的現行[起重机、起重機構及其輔助設備的裝置、檢查和运用法規]。

作者必須感謝技术科学博士И. Б. 索柯洛夫斯基教授，斯大林獎金获得者Г. Б. 卡拉通嘉恩，А. Б. 魏尔尼克和Е. С. 鮑格达諾夫等工程师，技术科学博士П. З. 遍屠霍夫教授，技术科学副博士С. А. 卡扎克副教授，С. М. 柯紐霍夫副教授和烏拉尔基洛夫工業大学起重运输机械教研組的全体同人在編著本書时所提供的十分寶貴的意見和在選擇必需的資料方面所給予的帮助。

如有有关作者本書內容方面的意見和建議，請寄苏联国立机器制造書籍出版社烏拉尔-西伯利亚分社（Урал-Сибирское отделение Машгиза），地址：Свердловск, ул. К. Либкнехта, 23。

第一章 桥式起重机概論

桥式起重机的構造

起重机是一种用来垂直起升貨物和使它們在不大距离内水平移动的起重机械。

在苏联工业中,采用着大量的各种各样結構、用途和貨物移动方法的起重机。最为普遍的是用于車間内和倉庫中在三个相互垂直的方向内移动貨物的桥式起重机。

根据所运貨物的种类,起重机上装备着不同类型的取物装置:吊鈎、起重电磁鉄、钳形攆具等。

最常碰到的是桥式吊鈎起重机,它所运输的貨物是用鏈条或繩索(扎具)捆扎起来,并被挂在起重机的吊鈎上。

桥式起重机(圖1)由两个主要部分组成:桥架1和小車2。

起重机的桥架即是被支持在車輪上的金屬結構(鋼結構),这些車輪是由桥架运行机构来驅動的。运行机构直接安装在桥架上,它使起重机順着車間沿着敷設在起重机行走梁上的鋼軌水平移动。

起重机的小車由支持在車輪上的車架,起升机构和运行机构組成。起升机构用来垂直起升貨物,而运行机构則用来沿着起重机桥架水平移动貨物,即沿着車間橫向移动貨物。

桥式起重机的所有三个机构——起升机构,小車运行机构和桥架运行机构——各备有單独的电动机,这三个机构是彼此相互無关地来进行驅動的。

除了只有一个起升机构的桥式起重机以外,有两个起升机构的桥式起重机也很普遍。在这种桥式起重机中,小車上裝有三个机构:主起升机构、輔助起升机构和运行机构。

在現代桥式起重机中,主要采用电力驅动。根据ГОСТ 1682-12,人力驅动可以在小起重量的桥式起重机中(20吨以下)、且只有当起重机很少工作的那种情况下采用。

电动桥式吊鈎起重机的苏联国家标准ГОСТ 3332-54和6711-53列于附录1中。

根据桥架的構造,桥式起重机可以分为單梁式的(單梁起重机)和双梁式的。在电动單梁桥式起重机(單梁起重机)中,一般是用沿工字梁运行的自行式电动滑車充作小車之用。在手动單梁起重机中,貨物的起升以及沿梁的移动是用与架空跑車相联結的蜗杆滑車或齿輪滑車来实现的。

圖2表示帶有自行式电动滑車的电动單梁起重机。

起重机的机构大多由悬挂在起重机桥架上的司机室来操縱。在个别情况中(在單梁起重机中),自行式电动滑車以及單梁起重机的运行机构是利用悬挂着的按鈕匣和电磁起動器从地面上来操縱的。

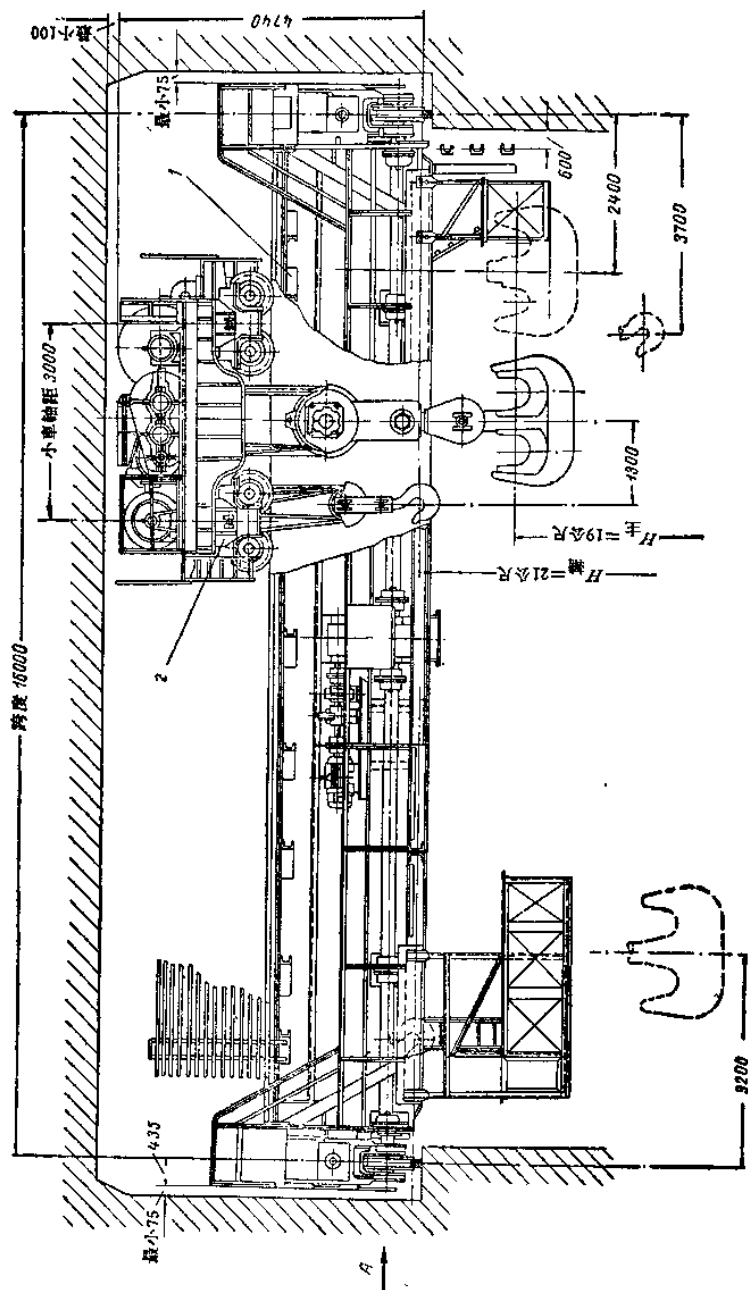


表1 桥式起重机跨度的数值

厂房跨度 (公尺)	起重机跨度 $L_{\text{跨}}$ (公尺), 当起重量 Q (吨)为		
	15以下	20~75	75以上
6	5	—	—
9	8	7.5	—
12	11	10.5	10
15	14	13.5	13
18	17	16.5	16
21	20	19.5	19
24	23	22.5	20
27	26	25.5	25
30	29	28.5	28
33	32	31.5	31

附注:1.在个别情况下,允许选择厂房跨度是1公尺的倍数。

2.当几台起重量不同的起重机安装在同一起重机轨道上时,跨度根据起重量最大的起重机来确定。

3.当双层安装起重机时,上述跨度是属于上层起重机的。下层起重机的跨度应该是0.5公尺的倍数。

桥式起重机的参数

起重量 根据 ГОСТ 1575-42,被起升机构的取物装置所起升的货物重量称为起重机的起重量(在带有抓斗或电磁铁的起重机中,抓斗和电磁铁的重量也包括在起重量内)。

在现代桥式起重机中,主起升的起重量达到500吨。辅助起升的起重量一般是在主起升起重量的12~25%范围内变动。

跨度 起重机行走钢轨垂直中心线之间的距离称为桥式起重机的跨度。起重机的跨度是根据厂房的跨度来决定的。按 ГОСТ 534-41 规定的桥式起重机跨度的数值列于表1中。

厂房柱子中心线与起重机轨道中心线之间的距离规定如下:

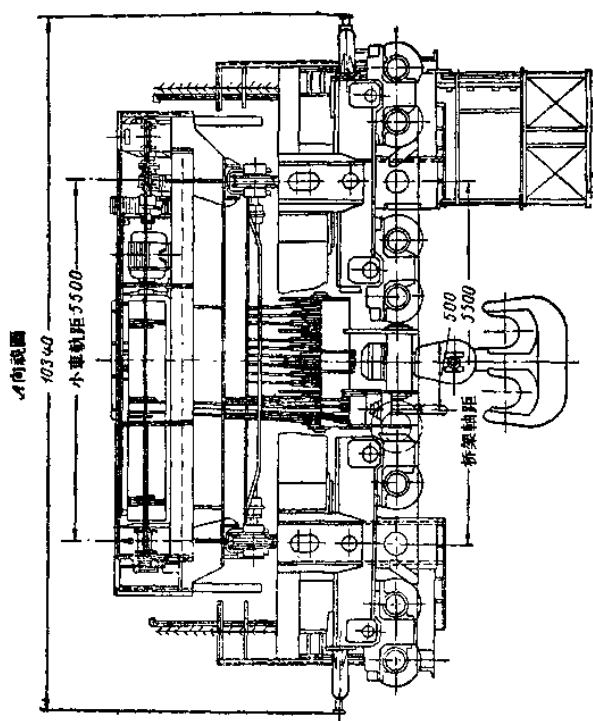


图1 起重量为200/30吨的桥式起重机:
1—桥架; 2—小车。

起重机的起重重量:

15吨以下.....500公厘

20吨至75吨.....750公厘

75吨以上.....1000公厘

工作运动的速度 货物的起升速度与起重机的起重重量及许多工艺因素有关,在现代起重机中,一般不超过25~30公尺/分。桥式起重机的小车运行速度也与那些因素有关,为35~50公尺/分。现代桥式起重机的运行速度达到100~120公尺/分。

工作类型 所有机械驱动的起重机及其机构可以根据工作类型按下列因素的总合分为四类:

a) 年利用系数:

$$K_{\text{年}} = \frac{\text{工作日数}}{365};$$

6) 昼夜利用系数:

$$K_{\text{昼夜}} = \frac{\text{工作小时}}{24};$$

b) 接合延續時間率 ПБ(%):

$$\text{ПБ} = \frac{\Sigma t_x}{\Sigma t_x + \Sigma t_{\text{休}}} \cdot 100,$$

式中 Σt_x —— 一次循环内机构的工作时间;

$\Sigma t_{\text{休}}$ —— 一次循环内机构的总休息时间(間断时间)。

r) 平均周界溫度。

起重机机构的额定工作类型根据表2的资料确定。

表2内所列用来确定起重机属于那一种类型的定义是指主起升机构而言的;其余的起重机机构也可以选择其他的工作类型。

为电力站机器房和压缩空气车间服务的起重机以及装配和修理用的起重机一般是按輕級工作类型工作的;用于机械制造厂金工车间和装配车间中的起重机,鑄鉄和鑄鋼澆鑄车间中的起重机,以及金屬結構车间中的起重机是按中級工作类型工作的;冶金车间中的起重机,在人員上面运输货物或运移有爆炸性和有毒物品,酸类以及灼热或熔融金屬的起重机是按重級工作类型和超重級工作类型工作的。

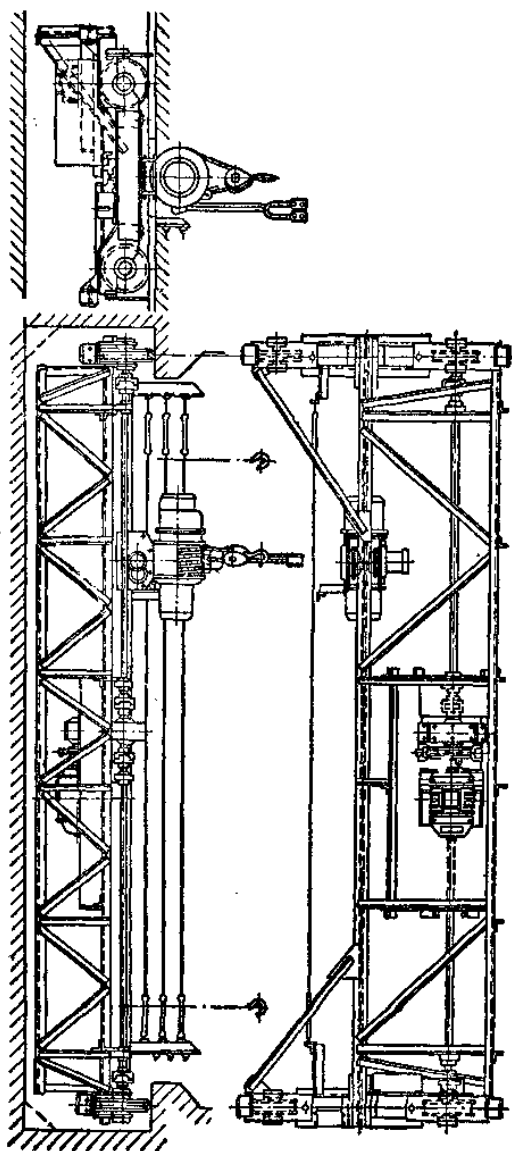


圖2 帶有自行式電動滑車的重型起重機。

起重机的类型对许多系数的数值和结构上的比例有重大的影响。

表2 起重机机构的额定工作类型

分 类	工作类型	年利用系数 $k_{\text{年}}$	昼夜利用系数 $k_{\text{昼夜}}$	接合延續時間率(ΠВ%)	平均周界溫度(°C)
I	輕級(Л)	0.25	0.33	15	25
II	中級(С)	0.5	0.67	25	25
III	重級(Т)	0.75	0.67	40	25
IV	超重級(ВТ)	1.0	1.0	40	45

第二章 起重機機構零件的計算載荷、材料

和許用應力

計算方法

起重機的重量及其工作的可靠性在很大程度上決定於計算載荷和許用應力確定的準確性。

所以，在計算起重機的機構時，必須考慮載荷作用的實際可能數值和情況，並須考慮到零件的具體工作條件來確定許用應力。

計算起重機時，首先要研究載荷的各種作用情況；然後，設計者在考慮了零件的用途和具體工作條件之後，採用最適當的零件計算方法。特別是必須決定那些零件必須按疲勞強度和靜力強度來計算，而那些零件只要按靜力強度來計算就夠了。

在選擇計算方法時，必須考慮到應力的作用特性。當周期性應力時，按疲勞強度進行計算，而當靜應力和動應力時，按靜力強度進行計算。

計算載荷

計算起重機的機構時，一般考慮三種載荷作用情況[5, 6]●。

第一種情況(I)——穩定運動時的正常工作載荷。

第二種情況(II)——不穩定運動時的最大工作載荷。

第三種情況(III)——非工作載荷。

若起重機帶有額定載荷，並在正常工作 and 穩定運動條件下處於工作狀態，則認為是第一種載荷情況。機構的計算是在考慮到工作狀態的正常風壓下進行的。機構的零件按疲勞強度計算，在必要時，再計算磨損和發熱。在計算零件時，建議應用能反映機構利用程度之影響及載荷數值之波動的等效載荷。

若起重機處於工作狀態中，並受到在最大工作狀態風壓下急劇起動和制動時所發生的相當於電動機或制動器最大力矩的載荷作用時，則認為是第二種載荷情況。

由於工作狀態的最大載荷作用之短暫性，零件是在考慮到動力載荷下按靜力強度來計算的。同時要考慮到被計算的機構環節相對於電動機或制動器的位置。

若起重機在遭受到暴風時停止不動而處於非工作狀態，則認為是第三種載荷情況。零件以降低了的安全系數來驗算其靜力強度。在計算通用橋式起重機時，第三種載荷情況不予考慮。

風壓根據ГОСТ 1451-42來確定。在計算室內工作的起重機時，風壓可不必考慮。

當根據第一種載荷情況來計算起升機構和運行機構的零件時，建議用等效載荷來計算，即這樣的一種載荷，它對零件的作用在效應方面與在機構運用時期內受到個別載荷作用時的總

● 方括弧中的數字表示原書書中參考文獻的序號(后同)，譯本未列參考文獻，參考時可查原書。——編者

作用相等。

为了计算等效载荷,必须作出机构的负荷图。这些负荷图只有对于为一定工艺过程服务的起重机才可以作得很准确,就是说,每一段时间内的载荷数值及其作用时间在运用期内以一定的程序重复着(例如,井式加热炉用夹钳起重机和钢锭脱模起重机等的负荷图)。

对于在各种各样运用条件下工作的起重机,要预先知道其机构的实际工作性质在大多数情况中是不可能的。所以,在这种情况下,必须或者作出近似的起重机构负荷图;或者在按第一种载荷情况计算零件时用额定载荷来代替等效载荷。

第一种载荷情况 当根据额定载荷计算起重机构的零件时,由于起动时间和制动时间与稳定运动时间相比较是很短暂的,故取稳定运动时作用在起重机零件上的货物和悬具两者的重量作为计算载荷。

当计算运行机构时,取稳定运动时电动机的额定力矩作为计算载荷。电动机的额定力矩取为与电动机在该机构工作类型时的功率相适应的力矩。

第二种载荷情况 起升机构 机构中的最大载荷发生在起动时期和制动时期中。起重机所用三相交流电动机以及直流分激电动机的最大力矩超过电动机的额定力矩约两倍。当电动机的起动力矩达到此项数值时,作用于减速器马达轴(高速轴)上的力矩大约等于电动机额定力矩的1.35倍。

电动机的额定力矩是很少达到上述数值的——只有当电气保护设备损坏时才有可能。所以,倘若安全系数 n_1 和 n_2 是按照表8中所列的数据选取的话,则在装有三相交流电动机或直流分激电动机的起重机构中,作用于其减速器高速轴上的过载可以不必考虑。

直流串激电动机的最大力矩超过额定力矩约3倍。这时,作用于减速器高速轴(马达轴)上的力矩可能是电动机额定力矩的1.6~1.7倍。

这类起重机构的零件必须计算起动时的强度,这时要考虑到环节相对于电动机轴的位置。

通常,制动力矩不会超过电动机额定力矩的两倍,所以,机构环节在制动时无需验算。倘若制动力矩超过电动机额定力矩的倍数大于两倍,则机构的所有环节都必须按制动时所发生的载荷来验算。但联结马达半联轴节和制动半联轴节的一些零件(如销轴,齿轮啮合及其它)则是例外,这些零件总是必须验算起动时和制动时的强度。直流串激电动机的计算载荷应该取为:在起动时——电动机的最大力矩与转子和马达半联轴节的惯性力矩之差;在制动时——转子和马达半联轴节的惯性力矩之和。

运行机构 在运行机构中,运行阻力可能剧烈增大。所以,在第二种载荷情况下,若根据验算,由制动器的最大力矩所引起的负荷要是不可可能大于由电动机的最大力矩所引起的负荷时,必须对运行机构的所有环节计算电动机最大力矩的作用[6]。

必须注意,运行机构的计算力矩不可超过由小车或桥架的车轮与轨道之间的粘着力所决定的滑动力矩。

图3, 4和5表示轻级,中级,重级和超重级工作类型的桥式吊钩起重机构的近似负荷图(根据全苏起重运输机械制造科学研究所的资料)。利用这些负荷图,可以在缺乏有关起重机构实际负荷之具体资料的情况下,确定按第一种载荷情况计算零件时所需考虑的等效载荷

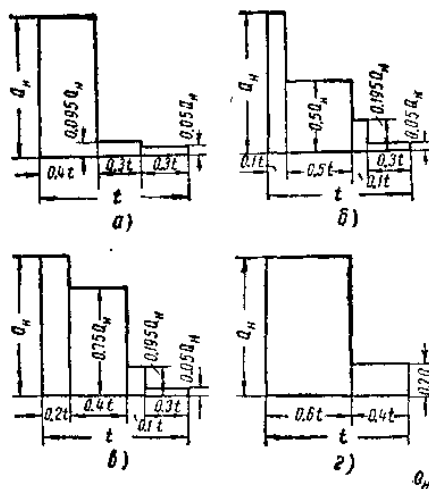


圖3 与工作类型有关的桥式吊钩起重
机起升机构的近似负荷图：

a—輕級工作类型；b—中級工作类型；c—重
級工作类型；d—超重級工作类型。

的近似值。

計算方法的选择 在选择各种零件的計算方
法时，必須考虑到零件的用途和机构的工作类型。

起重机的零件一般是承受变应力的。显然，在
全部使用期間内，零件中应力改变的次数决定于
载荷的性质和零件的使用期限。

在某些情况中，零件中的应力是周期性地改
变的（例如，承受着横向力的轉軸和轉动心軸中的
弯曲应力）。最常遇到的是应力在数值上改变或在
数值上和方向上都改变，但却沒有周期的性质（例
如，轉軸中的扭轉应力，齿輪齿中的弯曲应力）。

但是，为了簡化計算起見，在这类情形中，往
往假定应力是按某一循环改变的（例如按脉动循
环或对称循环）。同时，应力改变的实际性质与所
假定循环之間的差异用相当的安全系数来顧及，
此安全系数是在考虑了工作类型，也就是在考虑了载荷的条件下规定的。

零件的使用期限一般是根据工作条件来规定的。对于承受磨損的零件（如滚动軸承，齿輪，
齿輪联轴节），可以大致地取其使用期限为10年[6]。对于几乎不受磨損的零件（如吊鉤，橫
梁，均衡梁，均衡梁的心軸，螺釘，装在滚动軸承上的心軸和轉軸），其使用期限取为20年。

在大多数情况下，轉动零件在一次轉动内完成一个应力改变循环（例如，轉动的心軸和受

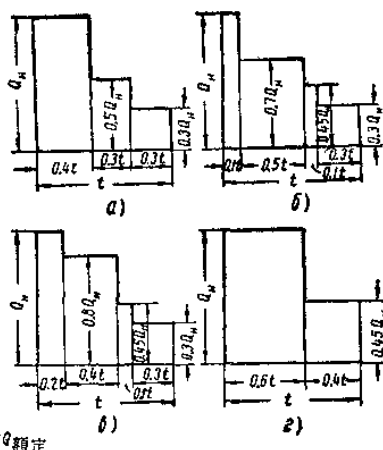


圖4 与工作类型有关的桥式吊鉤起重
机小車运行机构的近似负荷图：

a—輕級工作类型；b—中級工作类型；
c—重級工作类型；d—超重級工作类型。

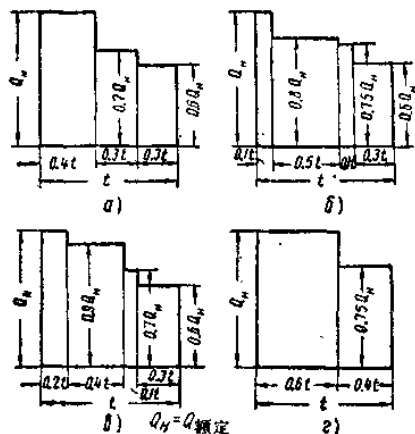


圖5 与工作类型有关的桥式吊鉤起重機
架运行机构的近似负荷图：

a—輕級工作类型；b—中級工作类型；
c—重級工作类型；d—超重級工作类型。

弯曲作用的轉軸，齒輪，在偏斜狀態下工作的齒輪联轴節及其它）。在不轉動的零件如吊鉤，橫梁，吊鉤懸具的固定心軸，均衡梁的心軸，以及某些轉動零件（例如，僅受扭轉力矩的起重機構之轉軸）中，其應力循環的次數根據電動機的接合次數來決定。

若根據 A. Г. 蘭葛和 B. C. 馬伊捷的建議〔6〕，必須計算疲勞強度影響的循環次數近似地取為 $N=500000$ ，則知道了與機構年利用系數和晝夜利用系數有關的所取使用期限內的零件工作分鐘數以後，就可以確定按疲勞強度進行計算的轉動零件之極限轉速（每分鐘轉數）。

知道了各種工作類型的電動機每小時接合次數和確定了循環次數與電動機接合次數間的關係以後，就可以確定非轉動零件必須按疲勞強度進行計算的工作類型。

起重機零件的計算方法列於表 3 中，而在表 4 中則列出了計算載荷，此項計算載荷和計算方法系由 A. Г. 蘭葛和 B. C. 馬伊捷所推荐〔6〕，並被採用在基洛夫起重運輸設備製造廠中。

表3 被推荐的起重機機構零件的計算方法（根據基洛夫起重運輸設備製造廠的資料）

零件的類別	零件名稱	工 作 類 型		
		輕 級	中 級	重 級
A 轉動零件	齒輪，齒輪联轴節，轉動的心軸，轉軸	按疲勞強度和強度計算		
B 非轉動零件	吊鉤，吊鉤橫梁，鋼繩滑輪的心軸，懸具的零件	僅按強度計算		按疲勞強度計算
	卷筒的心軸	僅按強度計算	按疲勞強度和強度計算	

附注：1. 在第一種載荷情況下按疲勞強度進行計算，而在第二種載荷情況下則按強度進行計算。

2. 關於按強度計算應理解為按靜力強度計算。

表4 起重機機構零件的計算載荷（根據基洛夫起重運輸設備製造廠的資料）

機構名稱	計 算 載 荷	
	第一種載荷情況	第二種載荷情況
起重機構	被起升的貨物和懸具兩者的重量	電動機的最大力矩或制動器的最大力矩
運行機構	電動機的額定力矩	電動機的最大力矩或制動器的最大力矩，但不大於滑動力矩

從這些表中可以看出，零件的計算方法是根據零件的用途和機構的工作類型來確定的。

轉數小於 5 轉/分的 A 類零件在輕級工作類型時可以僅按強度進行計算。

材 料

在選擇各種零件的材料時，應該考慮到起重機機構的工作特點。一般，起重機是在不穩定速度情況下工作的，此外，在各種不同運用條件下工作的通用起重機又有變載荷的特性。由於這些原因，就必須經常採用具有高疲勞特性和高屈服限的材料。

當零件上有陡峭的過渡處，槽、孔和齒等存在時，小的應力集中敏感性有着很重要的意義。如所周知，凡是塑性很高而又可以表面熱處理的材料都在很大程度上具有這些特性。

对于常在低温下工作的起重机,要求材料具有很高的冲击韧性和与冲击韧性降落相应的低临界温度具有头等重要的意义[12]。

对于起重机金属结构中所采用的材料,可焊性是非常重要的。在选择材料时,必须考虑到零件的用途,它们的工作条件和可能的制造工艺。当然,采用高强度的材料可以使零件的重量或金属结构构件的重量减轻。但是,由于工艺性的原因(如采用热处理,焊接等),在许多情况中,限制了所采用材料机械性质之上限的大小。此外,还须注意到,有些零件(例如长的传动轴)用高强度材料来制造是不适宜的,因为横断面尺寸的减小可能引起刚性的不足。所以,在选择材料时,设计者应注意到所有情况,不允许毫无根据地采用强度过高的材料。

当然,在选择材料时,每一具体情况都必须从经济上合理的条件出发,这时要考虑到零件的可能成本,并力求确定最有利的(最适宜的)材料强度。

随着材料强度性能的增高,零件的单位材料成本和单位材料加工费一般也随之而增加,而零件的重量则减小。

所以,为了确定最适宜的材料强度,应该找出零件的最小总成本。

图6表示用来确定(虽然是大致的)材料最适宜强度的方法,此方法为B. B. 德米特里叶夫所推荐[12]。

若以 S_1 表示单位材料的成本, S_2 表示单位材料的加工费, G 表示材料的重量,则制造零件所需的材料总成本 $S_H = S_1 G$,总加工费 $S_{\text{加工}} = S_2 G$,零件总成本 $S = S_H + S_{\text{加工}}$ 。

在图6上,沿横坐标轴表示材料的强度性能,而沿纵坐标轴则表示各种强度的材料之重量和成本。

相当于零件最小总成本($S_{\text{最小}}$)的材料强度称为材料的最适宜强度。当然,在选择材料时,不总是能够停留在从经济上讲具有最适宜强度的材料上。因为工艺方面的原因可以在一定的情况下有着决定性的意义。

但是,确定最适宜强度的可能性本身(虽然是大致的)终究具有重要的意义,因为它指出了对各种材料进行比较评价的具体方法(虽然此方法是费时很长的),并使最合理解决方案的选择得以简化。

制造起重机机构的零件时,只应该采用机械性质合乎规定标准的经过热处理的材料。若没有供应厂的材料证明书时,或在现有资料不能够完全说明材料特性的情况中,制造厂(即制造起重机的工厂)就应该对所采用的材料进行化学分析和机械试验。

在该制造厂里所采用的各种材料之种类应该愈少愈好,这点在小批生产和个别生产时尤其重要。

在大型机器制造厂之一的西伯利亚重型机器制造厂内用来制造桥式起重机零件的材料列于表5中。

关于选择材料的一些补充介绍列于有关各章内。例如,在“齿轮传动”一章中就列有列宁格

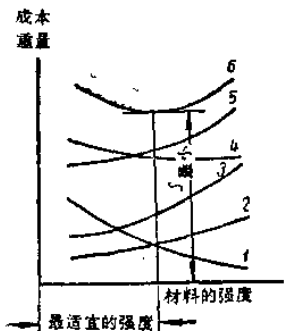


图6 零件的总成本图线:

1—重量 G ; 2—单位材料的成本 S_1 ; 3—单位材料的加工费 S_2 ;
4—材料总价值 $S_H = S_1 G$; 5—总加工费 $S_{\text{加工}} = S_2 G$; 6—零件总成本 $S = S_H + S_{\text{加工}}$ 。

表5 用来制造桥式起重机零件的材料

(根据西伯利亚重型机器制造厂的资料)

由灰鑄鉄和改良鑄鉄鑄成的鑄件

用 途	材料标号	ГОСТ	化学成分(%)					机 械 性 質									
			C	Mn	Si	S	P	抗拉强度 (公斤/公厘 ²)	屈服强度 (公斤/公厘 ²)	在下列支 点間距离 时的主梁 度(公厘)	在下列支 点間距离 时的主梁 度(公厘)	延伸率 (%)	断面收缩率 (%)	硬 度			
不大下					不 小 于					H _B d							
軸套及其他不重要的零件、制動壓重	СЧ12-28	1412-48	3.3 3.8	0.5 0.9	1.7 2.5	0.12	0.18 0.50	12	28	6	2	50	148	4.0 229			
載荷10吨以下直徑至500公厘的鋼繩滑輪、卷筒、減速器和軸承的箱体和箱蓋;直徑200公厘以下的制動輪	MCЧ28-48	2611-44	3.25 3.40	0.8 1.2	1.0~ 1.3 1.4~ 1.9	0.12	0.3	28	48	9	3	100	170	3.90 241			

鑄 鋼 件

(續)

用 途	材料标号	ГОСТ	化 学 成 分									机 械 性 質				
			C	Mn	Si	S		P		Cr	Ni	Cu	抗拉强度 (公斤/公厘 ²)	屈服强度 (公斤/公厘 ²)	延伸率 (%)	断面收缩率 (%)
						硫性的	酸性的	碱性的	碱性的							
均衡梁的座架和轴承箱；底座和架座；承受大载荷的減速器箱体；載荷超过10吨、直徑500公厘以上的鋼繩滑輪；緩冲器的筒；吊鉤墊板；軸承蓋；電動机的底架以及用于焊接結構內的所有鑄造零件	35ЛІ	977-53	0.32 0.40	0.50 0.80	0.17 0.37	0.05	0.06	0.05	0.06	0.3	0.3	0.3	50	28	15	25
齒輪联轴节的半联轴节和齒輪；齒輪，但卷筒的齒輪除外；車輪(除去 $\varnothing 600$ 的)；制動輪	55ЛІ	977-53	0.52 0.60	0.50 0.80	0.17 0.37	0.045	0.06	0.04	0.06	0.3	0.3	0.3	60	35	10	18

鑄 鋼 件

(續)

用 途	材料标号	ГОСТ	化 学 成 分						机 械 性 質						
			C	Mn	Si	Cr	S	P	抗拉强度 (公斤/公厘 ²)	屈服强度 (公斤/公厘 ²)	延伸率 (%)	断面收缩率 (%)	硬 度		
							不大于						H _B	a	
直徑600公厘的車輪；卷筒的內圈；車輪齒輪	ХГЧЛ	HKTM規范	0.28 0.38	0.9 1.20	0.50 0.75	0.5 0.8	0.04	0.045		70	35	14	30	≥202	≤4.25

普通热轧碳鋼

(續)

用 途	材 料 标 号	ГОСТ	化 学 成 分								机 械 性 質				冷 弯 曲
			C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu	抗 拉 强 度 極 限 (公斤/公厘 ²)	延 伸 率 (%)		屈 服 限 (公斤/公厘 ²)	
												δ ₁₀	δ ₅		
不 大 于													不 小 于		
平台鋪板; 环和軸套; 垫板罩壳零件	Cr. 0	380-50 (A类)	≤0.23	—	—	0.05	0.07	—	—	—	32 47	18	22	19	繞直徑 等于試品 厚度兩倍 的心棒弯 曲180°
鉚釘	Cr. 2	380-50 (A类)	0.09 0.15	0.35 0.50	—	0.055	0.050	—	—	—	34 42	26	31	22	弯 曲 180°至兩 边相碰
欄杆零件; 节点板; 加强剛性的構件; 角鋼滑棧; 饋电結綫; 电气设备; 制動器和減速器的墊架; 压板; 制動器零件; 吊鉤用的鉚釘	Cr. 3	380-50 (A类)	0.14	0.40	0.12	0.055	0.050	0.3	0.3	0.3	38~40	23	27	24	弯 曲 180°至兩 边相碰
			0.22	0.65	0.30						41~43	22	26		
											44~47	21	25		

附注: Cr. 3号鋼的机械性質之保証性能: a) 抗拉强度極限; 6) 延伸率。

普通热轧碳鋼

(續)

用 途	材料	ГОСТ	化 学 成 分								机 械 性 質						冷弯曲
			C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu	抗拉强度極限 (公斤/公厘 ²)	延伸率 (%)		屈服强度極限 (公斤/公厘 ²)	冲击性		
												δ ₁₀	δ ₅				
不 大 于										不 小 于							
加筋板; 緩冲器的角撑板; 节点板; 司机室的悬梁; 均衡梁零件; 小車架的次要承载構件	Cr.3*	380-50 (A类)	0.14 0.22	0.40 0.65	0.12 0.30	0.050	0.045	0.3	0.3	0.3	38~40 41~43 44~47	23 22 21	27 26 25	24	參閱 附注每 張每邊 地試驗	弯 曲 180°至 二边相 碰	
承受变載荷作用的机械重要零件和鋼結構構件即: a) 主梁, 輔助梁与端梁的垂直板及水平板和帮架头部的及小車架骨架的重要構件; б) 吊鉤用鋼板; в) 焊接橫梁; г) 懸吊的鉤环; д) 主均衡梁的零件	Cr.3** 或 Mn.C	380-50 (A类) 5713-53	0.14 0.22	0.40 0.65	0.12 0.22	0.050	0.045	0.3	0.3	0.3	38~40 41~43 44~47	23 22 21	27 26 25	24	參閱 附注每 張每邊 地試驗	弯 曲 180°至 二边相 碰	

附注: Cr. 3*号和Cr. 3**号鋼(注有星号的鋼系[西伯利亚重型机器制造厂]所采用的)的机械性質之保証性能是:

a) 抗拉强度極限; б) 延伸率; в) 屈服限; г) 合格的冷弯曲; д) 符合上述数据的硫、磷、錳的極限含量; e) 按OCT1685的焊接結構的可焊性; 弯曲度为180°, 即弯至試品兩边相碰。

Cr. 3**号鋼除上述几点外, 还須附加保証: a) 符合上述数据的錳的極限含量; б) 厚度12~25公厘的鋼板之冲击韧性应为: 1) 条鋼和型鋼, 在試品縱向不可小于10公斤·公尺/公分²; 2) 鋼板和開扁鋼, 在試品縱向不可小于8公斤·公尺/公分²; 3) 鋼板和開扁鋼在試品橫向不可小于7公斤·公尺/公分²。厚度超过25公厘时的冲击韧性标准規定为5公斤·公尺/公分²; 屈服限、弯曲和冲击韧性的試驗, 每張每張鋼板都要进行。