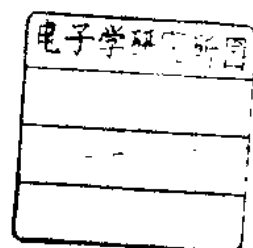


蘇聯 機器製造百科全書



機械工業出版社



苏 联

机 器 制 造 百 科 全 書

机器制造百科全书編輯委员会編

第 四 部 分

机 器 設 計

第 九 卷

下 卷

責任編輯教授技术科学博士 薩威林



339344

几 点 說 明

1. 本卷分成上、下卷出版，上卷为 1~16 章，叙述金屬切削机床和木材加工机器；下卷 17~35 章叙述起重运输设备和挖土机。本书为下卷。

2. 由于我国机械名詞目前尚未統一，而本書譯校者又很多，因此書中名詞虽然尽量采用通用的，但尚不能完全一致，故在書末附有中俄名詞对照表以供讀者参考。

3. 本書第十七、二十九、三十一、三十二、三十四、三十五章承錢祖尼同志校訂，第十八、十九章承王家俊同志校訂，第二十二、二十三、三十三章承李海兴同志校訂，第二十四、二十五章承于道文同志校訂，第二十六、二十八、三十章承黃湛泉同志校訂，第二十七章承文鎮洋同志校訂。

本 卷 譯 者

文鎮洋，王 尹，朱光琪，李 敬，唐子青，黃湛泉，斯夢飛，鄭震球

* * *

NO.2315

1953 年 10 月第一版

1958 年 10 月第一版第一次印刷

787×1092^{1/16} 字數 795 千字 印張 26^{3/8} 插頁 2 0,001—2,550 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業

統一書號 15033·1201

許可証出字第 008 號

定 價 (10) 5.50 元

目次

第三篇 起重运输设备和挖土机

第十七章 起重运输设备概论

基费尔, 斯比瓦柯夫斯基(文鎮译)

起重运输设备的用途和种类	1
起重运输设备的一般性能	1
起重运输设备按其用途与结构特征的分类	1
作为运输对象的各种材料特性	2

第十八章 起重机及其机构的基本计算

资料与公式

基费尔(黄湛泉译)

升降机构的计算	1
起重机及起重行车机构的计算	3
绕立轴迴轉的机构(旋轉机构)的计算	4
起重机的改变幅度机构的计算	6
起重机稳定性的计算	6
起重机构的工作类型	7

第十九章 起重机械的零件和主要部件

伏罗比耶夫, 克格季柯夫(黄湛泉译)

起重机械的零件	1
鋼絲繩索	1
鋼絲繩索用的滑輪	4
鋼絲繩索用的滾筒	4
起重鏈及牽引鏈	7
起重鏈及牽引鏈用的滑輪、滾筒及鏈輪	8
吊鉤及吊環	9
止動輪及制動器	13
車輪及道軌	19
搬運用具(提具)	24
提具的用途和种类	24
搬運整箱及整件物品用的提具	24
搬運填充材料用的提具	26
提具的计算基础	29
参考文献	32
修正意見表	32

第二十章 起重机械的金属结构

鮑古斯拉夫斯基(唐子青译)

概論	1
起重机械	3
运載桥	8
臂结构	10
其他的起重机械金属结构	13
参考文献	15

第二十一章 起重运输机的电力驱动装置

美克列尔, 鄧震球, 朱光琪, 文鎮译合译)

起重运输机电力驱动装置型式的选择	1
起重运输机用的电动机的选择	4
起重运输机中电动机的控制设备	5
起重运输机的导線	11
起重运输机的电气接线圖	12
参考文献	13

第二十二章 簡單起重机械(滑車, 举重器, 絞車及手动复式滑車)

阿勃拉莫維奇(黄湛泉译)

举重器(千斤頂)	1
滑輪与滑車	6
絞車(卷揚机)	9
絞盤	14
参考文献	14

第二十三章 电动复式滑車、小型吊車和單軌行車

斯比啓納(黄湛泉译)

概論	1
电动复式滑車	1
小型吊車	4
單軌行車	8
参考文献	8

第二十四章 通用起重机与建筑安装起重机

叶林松(文鎮译)

旋轉起重機	1
用外連上支承的起重機	1
柱上起重機	1
轉盤旋轉起重機	3
移动式牆上臂起重機	4
自行車式起重機	5
建筑安装起重機	7
臂架起重機	7
动臂起重機	7
輕型移动式与拆遷式建筑起重機	9
塔式建筑起重機	14
参考文献	16

第二十五章 移动式旋臂起重機

叶林松(文鎮译)

概論	1
履帶起重機	14
銑道起重機	15
汽車起重機	21
参考文献	23

第二十六章 桥式起重机与起重梁

尼柯拉耶夫斯基(王 开译)

手拉桥式起重机	1
电动桥式起重机	1
起重梁	22
设计与计算桥式起重机的主要资料	24
参考文献	27

第二十七章 门式起重机和运载桥

叶林松(黄湛泉译)

门式和半门式起重机	1
概論	1
支承构架和行驶机构	1
转台和旋轉机构	2
起重机构	3
臂梁(悬臂)与变幅度机构	3
运载桥	8
概論	8
金属结构	10
桥架的行驶机构	10
悬梁的升降机构	12
旋轉起重机和起重行車	12
防爬装置	14
参考文献	15

第二十八章 升降机

普罗卓罗夫(文鎮洋译)

概論	1
选择升降机的原始资料	1
主要的升降机构造簡圖	2
竖道与机器間	2
乘载箱与对重的导轨	5
提升机构	6
乘载箱、保險器、限速器(調速器)	8
竖道門与乘载箱門	10
对重与均衡装置	11
擋板与緩冲器	11
操縱与信号系統	12
参考文献	12

第二十九章 翻車机

克拉波特金(文鎮洋译)

概論	1
端面翻車机	1
侧面翻車机	3
圓翻車机	8
复合翻車机	11
参考文献	13

第三十章 索道与纜索起重机

卡斯达里斯基(斯梦飞、文鎮洋合译)

架空索道	1
------------	---

架空索道的用途与型式	1
环行双索架空道	1
环行單索架空道	1
摆动式架空索道	11
傳送机型的架空索道	1
轉移式架空索道	1
架空索道的計算原理	11

纜索起重机

概論	17
纜索起重机的計算原理	17
参考文献	22

第三十一章 无軌运输设备

聶美茨,斯比啓納(斯梦飞、文鎮洋合译)

自动运搬車	1
概論	1
自动运搬車的种类	1
自动运搬車的技术规格	2
自动运搬車的机构与部件	3
牵引力的計算	7

第三十二章 傳送机

(李 敏译)

傳送机的一般理論	斯比天柯夫斯基 1
傳送机的种类	1
主要参数的計算	1
挠性牵引机件的傳动	3
鏈条拖动的动力学	4
均衡机构	5
繩索的傳动	5
带式傳送机(傳送带)	阿尔登罗夫 7
胶带傳送机	7
鋼帶傳送机	11
胶带傳送机的計算	12
鱗板傳送机	巴拉諾夫 14
小車傳送机	巴拉諾夫 17
概論	17
垂直-循环式傳送机	19
水平-循环式傳送机	22
曳引傳送机	苏哈諾夫 24
悬挂傳送机	巴拉諾夫 22
概論	22
牵引机件、吊輪及器具	23
轉向吊輪、鏈輪、滾子导向装置与擋板、拉紧装置、拖 动装置、捕捉器	27
刮板傳送机	阿尔登罗夫 41
标准鏈条式刮板傳送机	42
箱式刮板傳送机	44
具有刮式鏈条的傳送机	44

索-盘式刮板输送机	46
杆式刮板输送机	46
斗式与刮-斗式输送机	巴拉諾夫 46
斗式输送机	46
刮-斗式输送机	49
斗式提升机	阿尔登罗夫 50
基本概念	50
通用斗式提升机的组成部分	54
斗式提升机的计算	57
托架式提升机	阿尔登罗夫 58
滚子输送机	斯比瓦柯夫斯基 58
滚子输送机的型式及其应用范围	58
无传动的滚子输送机的结构	59
重力式滚子输送机的计算	62
輪式滚子输送机的计算	62
搖动输送机	斯比瓦柯夫斯基 63
作用原理	63
分类与应用范围	63
具有双曲柄传动机构的输送机	64
具有單曲柄-摇杆机构的输送机	64
高速振動输送机	65
优点与缺点	66
螺旋输送机	阿尔登罗夫 66
輔助装置	阿尔登罗夫 69
料庫	69
閘門	72
餵料器	74
用于隙口式料庫的卸料器	78
自动定量与自动称重的装置	78
参考文献	80

第三十三章 裝載和堆列机械

巴拉諾夫(黃湛泉譯)

概論	1
裝載机械	1
攜帶分段式输送机	1
汽車自动裝載用的攜帶式输送机(自动裝載机)	4
架設在汽車上的自动输送机	5
非自动的行動式输送机	6
連續作用的自动机动裝載机	9
周期性作用的自动單斗裝載机	16
堆列机械	16
非自动的堆列输送机(堆列机)	16
自动的堆列输送机(起揚机)	17
非自动升降車(裝卸車)	17

自动升降車	18
参考文献	29

第三十四章 風动运输设备

謝蓋里(黃湛泉譯)

应用范围及分类	1
螺旋式風动送料机	1
風动运输设备的封閉式送料机	4
閘門式排料器	5
吸入管	5
运输管及其元件	5
分离装置	
送風机械	7
風动运输槽	7
風动排灰装置	8
計算論据	8
参考文献	11

第三十五章 挖土机

(黃湛泉譯)

概論	1
挖土机的型式	彼普尔斯基 1
單斗式和多斗式挖土机的应用范围	彼普尔斯基 1
挖土机使用概述	陀姆勃罗夫斯基 1
單斗式挖土机	3
單斗式挖土机的式样及其發展特性	
..... 陀姆勃罗夫斯基 3	
挖土机基本型式的构造特征	彼普尔斯基 5
傳动系統圖和动力装置	彼普尔斯基 10
挖土机計算	彼普尔斯基 14
挖土机的工作尺碼	彼普尔斯基 20
挖土机的稳定性	彼普尔斯基 20
挖土机的工作机构	陀姆勃罗夫斯基 21
挖土机的主要部件与零件	彼普尔斯基 24
挖土机的操縱系統	陀姆勃罗夫斯基 35
多斗式挖土机	40
多斗式挖土机的式样	陀姆勃罗夫斯基 40
傳动系統和动力装置	彼普尔斯基 42
挖土机計算	彼普尔斯基 43
挖土机的工作尺碼	彼普尔斯基 47
挖土机的稳定性	彼普尔斯基 47
斗和鏈条傳动的构造	彼普尔斯基 47
挖土机零件計算及其所用材料的一般应注意之点	彼普尔斯基 48
苏联挖土机制造的标准	貝美别尔格 49
参考文献	50

第十七章 起重運輸設備概論

起重運輸設備的用途和種類

起重運輸設備的一般性能

起重運輸設備應用於個別的工業企業、倉庫、建築工地範圍內的機械化貨物運輸，並在少數情況下應用於若干相互配合的企業、倉庫、裝卸場等之間的貨物輸送。它們擔任下述各種場合的裝卸與運輸作業：原料、工藝材料、燃料等的接收與分配；車間之間、車間內部、工序之間的貨物移運；將成品與廢品送入倉庫與廢料堆、運至企業的裝貨與發送場等。近來，在流水作業的生產條件下，起重運輸機械已日益增多地直接應用於工藝過程中，以便利工藝過程的進行，提高勞動生產率，保證工作的節奏性。

所有的起重運輸設備可以分為五大類：即起重機械、連續傳送設備、地面與架空（懸掛）運輸設備、裝卸與堆列機械、輔助裝置。

起重機械類 有機的升降作業與工作循環過程為此類機械的決定性標幟，舉重器、複式滑車、滑車與捲揚機（以上幾種起重機械成為一小類，即所謂簡單起重機械）、通用起重機與專用起重機、升降機與翻車機都屬於這一類。

連續傳送設備類 其特點是以連續而穩定的流水方式來輸送貨物，裝貨與卸貨時，都無需停止工作，生產率亦不因輸送距離而變更。屬於這類的有傳送機、堆煤機、風動及水力輸送設備。

地面與架空（懸掛）運輸設備類 這類設備的特點是分次運送貨物，且絕大多數在工作循環中必須在裝卸地點停止。屬於這類的有沿無軌道路行駛的自動運搬車與非自動運搬車、帶固定式與移動式發動機的地面軌道搬運設備、耙送裝置、架空索道與懸掛軌道。

裝卸與堆列機械類 連續循環動作的移動式起重運輸機械屬於此類，這種機械專門用來在面積不大的倉庫和轉運站進行裝卸與堆列工作。

輔助裝置類 這類裝置包括不獨立執行運輸任務而在轉運過程中用以聚集正在轉運的或即將轉運的貨物，調節貨物供應量，衡量貨物等的裝置。

在上述各類起重運輸設備中，每類都有一定的宜於運輸的貨物，這些貨物可以分為下述幾類：1)單件貨物，2)成批貨物：a)堆裝貨物，由多數部分或塊粒組成，例如煤、礦石、水泥、砂、穀類等；b)同類的、成件與成包貨物，例如機器部件、砂箱、袋裝與箱裝貨物等。

起重機主要用於移運以容器盛裝的單件與成批貨物；連續輸送設備、裝卸與堆列機械僅用於運移成批貨物；地面與架空（懸掛）運輸設備則用於輸送上述二類貨物。

按照起重機械的運輸特性，工人操縱的每一個移運動作都是不同的，而大多數傳送設備則都是按一定路線作同一類型的運動，用這種移運方式來輸送單一性的貨物使其動作有可能易於全部或部分自動化。

起重運輸設備按其用途與結構特徵的分類

起重機械

舉重器：a)槓桿舉重器（帶齒條的）；b)齒桿舉重器；c)簡單螺旋舉重器（手搖或電動）；d)可在滑架上移動的螺旋舉重器；e)液壓舉重器。

滑車：a)成對滑車；b)倍級滑車；c)混合式滑車；d)差動滑車。

捲揚機與複式滑車：a)手動或機動單滾筒捲揚機；b)單發動機或雙發動機傳動的滾筒捲揚機（即螺旋捲揚機與抓斗〔挖斗〕捲揚機）；c)立式滾筒捲揚機（立式絞車或絞盤）；d)手動的槓桿複式滑車或齒輪複式滑車；e)傳動裝置在滾筒內的電動複式滑車；f)可行駛的電動複式滑車。

通用起重機

旋轉起重機：a)外連上支承固定式旋轉起重機（有可升降的與不可升降的臂樑——起重臂的鑽工起重機、鍛工起重機、牆上起重機）；b)內連上支承固定式旋

● 起重運輸設備的種類繁雜，應用範圍亦廣，致使制定不含假定性的統一完善的分類法，在方法上有許多困難，因而至今也還沒有這樣的分類法。下面引用的分類系統雖含有一系列的假定性且不完備，但尚能幫助瞭解大多數類型的起重運輸設備。——原編者

作為運輸對象的各種材料特性

表1(續)

表1 粒塊材料的單位體積重量以及選擇起重運輸設備時考慮的特性

材料名稱	重 量 (噸/公尺 ³)	材 料 特 性
熟石膏	1.25~1.50	—
無烟煤	0.80~0.95	—
混凝土(卵石或石灰石與波特蘭水泥)	2.40	—
混凝土(爐灰與波特蘭水泥)	1.80	—
混凝土(砂石與波特蘭水泥)	2.30	—
大豆	0.70~0.80	—
碎鐵礬土	1.28	摩擦性
野豌豆	0.15	—
碎石膏	1.30~1.60	—
塊狀乾黏土	1.00	—
豌豆	0.80	—
礫石	1.50~1.90	摩擦性
蕎麥	0.69~0.70	—
褐鐵礬	2.10	摩擦性
潮濕黏土	1.70	—
乾燥黏土	1.20	—
隨意堆積的製型土	1.15~1.30	摩擦性; 潮濕時有黏性; 用斜板運輸時可能含有金屬雜質
拉緊的製型土	1.30~1.50	
拉緊的製型土	1.45~1.60	
濕爐灰	0.70	摩擦性; 潮濕時有侵蝕性
乾爐灰	0.40~0.60	
石灰(帶砂的石灰)	1.70~1.80	—
粉狀熟石灰	0.50	—
熟石灰	0.80~0.93	—
塊狀生石灰	1.60~2.00	石灰質粉末的摩擦性
馬鈴薯	0.65~0.73	對機械影響的敏感性
碎石英	1.45~1.60	高度的摩擦性(7號莫氏硬度)
水泥結塊	1.28~1.52	摩擦性
發生爐用焦炭	0.36~0.47	黏性, 摩擦性
冶煉焦	0.38~0.53	
樹皮	0.27~0.36	—
玉蜀黍	0.70~0.75	—
碎冰	0.83~0.92	—
碎白堊土	2.50	—
灰土	1.50~2.20	—
麵粉	0.50~0.64	形成爆炸性粉末
燕麥	0.40~0.50	—
麥麸	0.25~0.30	—

材料名稱	重 量 (噸/公尺 ³)	材 料 特 性
濕粗砂	1.40~1.90	摩擦性
濕細砂	1.90~2.05	
乾細砂	1.40~1.65	
粟	0.85	—
小麥	0.70~0.83	—
黑麥	0.68~0.79	—
礫石	1.7~3.5	—
砂糖	0.72~1.10	摩擦性, 膠結性, 黏性, 必需遵守高度的衛生要求
甜菜	0.57~0.70	對機械影響敏感
亞麻種子	0.65~0.75	摩擦性
向日葵子	0.42	—
棉子	0.40	不能將絨毛清除
棉子渣	0.66	—
硫磺	2.00	輕微爆炸, 用鐵絲拉運時引起靜電充電與發生火花
雪	0.12~0.79	—
蘇打	0.67	—
純鹼	0.50~1.10	摩擦性
粉狀鈣鹽	1.015	易受潮濕, 侵蝕金屬, 緊縮性; 受潮濕與受熱時運輸困難
大粒食鹽	0.745	
小粒食鹽	0.785	
木屑與鋸末	0.20~0.30	—
泥煤磚	0.60~1.30	凍結; 腐蝕金屬
潮濕煤(塊狀或片狀)	0.55~0.65	
風乾泥煤(塊狀或片狀)	0.33~0.41	
風乾褐煤	0.65~0.78	凍結; 脆性(指褐煤); 摩擦表面的自滑性; 煤粉爆炸性; 成爆炸性粉末
泡炭(軟木炭)	0.13~0.17	脆性; 形成爆炸性粉末
剛炭(硬木炭)	0.19~0.25	
原煤	0.80~0.85	凍結; 摩擦面的自滑性; 煤粉爆炸性
煤粉	0.50~0.55	—
磷酸鹽	1.00~1.60	—
波特蘭水泥	1.30~1.60	吸濕性, 高度的結塊性, 運輸時起大量灰塵; 摩擦性; 不宜用實心繩的運輸設備運輸
爐渣水泥	0.90~1.20	
爐渣	0.60~1.00	
乾碎石	1.80	摩擦性
濕碎石	2.00	
大麥	0.65~0.75	—

轉起重機或柱上起重機(繞固定柱旋轉或與支柱共同旋轉);B)旋轉於支承滾動鐵環上的固定式起重機(轉盤起重機);r)牆上旋臂起重機;л)移動式起重機(自行車式起重機、內連上支承迴轉托環移動式起重機、鐵道起重機、汽車起重機、車輪的或履帶的移動式起重機與挖土機)。

橋式起重機:a)沿上緣運行的普通橋式起重機(用吊鈎的或抓斗的);б)沿下緣運行的橋式起重機;B)有旋臂的行走的橋式起重機;r)單樑橋式起重機(樑式起重機)。

特殊用途的起重機

用於船舶卸載的港口起重機:a)門式起重機;б)半門式起重機;B)複式門式起重機與半門式起重機;r)有沿桁架下緣運行的伸出樑的複式門式起重機與半門式起重機;л)有活動關節連接的起重臂門式起重機與半門式起重機。

高架上的起重機(高架起重機)。

固定式與移動式運載橋。

雙腿起重機。

用於裝備船舶的海港起重機:a)在旋轉架上的起重機(有裝牢於豎立的多角形鐵塔上的臂樑與橋式懸臂桁架);б)在三角形或四邊形塔架內帶有中柱的塔式錘形起重機,帶有三腳架的塔式錘形起重機,帶有裝置於四邊形塔架上的水平桁架懸臂的塔式錘形起重機等。

建築安裝起重機:a)簡單懸臂起重機(固定式的與移動式的);б)供應多層建築及担任輔助工作用的輕型移動式起重機與輕型活動起重機;B)剛性支桿的動臂起重機與桅纜動臂起重機;r)塔式建築起重機(定柱式或轉柱式;帶有升降起重臂的或帶固定起重臂的);л)鐵路救援起重機;е)架空橋式船塢起重機。

浮船起重機。

冶金車間的起重機:a)電磁起重機、裝料起重機與電磁裝料起重機;б)平爐裝料起重機(其中包括裝料機);B)鑄工起重機;r)轉爐裝料起重機;л)鋼錠運輸起重機;е)取鋼錠模的起重機(脫模起重機);ж)運送工字樑、鋼軌及其他型材的起重機。

纜索起重機:a)固定式的;б)擺式的(迴轉式的);B)移動式的。

起重機型的輔助設備:a)翻鋼裝置;б)農業方面使用的起重機、捲揚機以及其他簡單機械化設備;B)專供機床等使用的起重機與升降機;r)汽車裝卸用的起重機、捲揚機及其他升降設備等。

升降機

乘客的與載貨的罐籠升降機(電梯):a)鼓輪式的,б)用鋼繩導輪的(普通的、高速的、超速的)。

連續作業的乘客升降機。

有翻斗的料斗升降機。

豎架建築升降機。

翻車機

固定式翻車機:a)地面的翻車機(端面翻車機,側面翻車機,圓翻車機);б)塔式翻車機。

移動式翻車機。

傳送設備

傳送機 用牽引機構的傳送機:a)帶式傳送機;б)鱗板傳送機;B)自動梯;r)鑄工傳送機(料車式傳送機);л)鏈載或繩載傳送機;е)刮板傳送機;ж)斗式提升機;з)架板提升機;и)高架傳送機;к)斗式傳送機;л)刮斗式傳送機。

無牽引機構的傳送機:a)螺旋傳送機;б)管狀的傳送機;B)搖擺式傳送機與高速振動式傳送機;r)拉桿-刮板傳送機;л)滾子傳送機(重力式的與傳動的)。

堆煤機 帶型堆煤機、盤型堆煤機、銑型堆煤機。

風動運輸設備 用於輸送散堆貨物的風動裝置:a)抽風的;б)鼓風的;B)混合式的。

用於輸送單件貨物的風動設備(風壓郵件傳送器)。

風動(灌氣的)輸送槽。

水力運輸設備 泵(用管道運輸)。

自流裝置(用槽運輸)。

地面與架空運輸設備

地面無軌運輸 非自動運搬車:a)獨輪手推車;б)雙輪手推車;B)有固定貨台的小運貨車(通用的與專用的);r)有升降台(或架)的小運貨車。

自動運搬車:a)帶有固定貨台,或升降貨台、貨叉或裝載起重機的電動運搬車(蓄電池的、接觸式的與電纜式的)、內燃機運搬車、汽油電動運搬車以及風動運搬車;б)牽引車。

地面有軌運輸 以固定的發動機、繩索或鏈條牽引:a)用一端繩索(或鏈條)牽引;б)用兩端繩索牽引;B)用無端繩索(或鏈條)牽引。

機車牽引:a)電動機車(接觸電纜的、蓄電池的、混合式的);б)空氣機車;B)內燃機車;r)汽油機車;л)蒸汽機車。

耙送裝置 用固定發動機(繩索的)的耙送裝置。

用移動式發動機的電動刮耙(拉繩刮耙、滑軌上的

刮耙、車輪刮耙)。

懸掛軌道: a)手拉的; 6)繩拉的; B)用移動式發動

架空運輸道 索道: a)單索的; 6)雙索的(用分開的承載索與牽引索)。

機的。

表2 槽壁與管壁的自然坡角與材料摩擦係數

材 料 名 稱	自 然 坡 角		摩 擦 係 數					
	(度)		鋼		木 材		混 凝 土	
	運行時	靜止時	運行時	靜止時	運行時	靜止時	運行時	靜止時
無煙煤	27	45	0.29	0.84	0.47	0.84	0.51	0.91
大豆	31	—	0.37	—	0.32	—	0.44	—
菜豆	35	—	0.364		0.424		0.234	
豌豆	25	—	0.26	—	0.27	—	0.30	—
礫石	30	45	0.58	1.00	—	—	—	—
土, 砂, 礫石, 灰土, 石灰石	30	45	0.58	1.00	—	—	—	—
乾渣灰	40	50	0.47	0.84	0.84	1.00	0.84	1.00
灰	35	50	0.57	1.00	0.84	1.00	0.84	1.00
玉蜀黍	28	35	0.36	0.58	0.30	0.58	0.45	0.60
麵粉	49	55	—	—	—	—	—	—
燕麥	28	35	0.40	0.58	0.37	0.78	0.45	0.80
麥粒	—	—	1.74	2.16	—	—	—	—
小麥	25	35	0.36	0.58	0.36	0.58	0.45	0.71
麵粉塵末, 穀粉, 煤粉	—	—	1.00	2.77	—	—	—	—
黑麥	25	35	0.36	0.58	0.37	0.78	0.45	0.85
礫石	30	50	0.58	1.20	—	—	—	—
滑砂磚	50	70	1.00	2.14	—	—	—	—
亞麻子	25	—	0.34	—	0.31	—	0.42	—
風乾泥煤塊	40	45	—	0.27	—	0.35~0.60	—	—
風乾碎塊泥煤	32	45	—	0.45~0.60	—	0.42~0.50	—	—
風乾粉煤	35	50	0.58	1.00	0.70	1.00	0.70	1.00
煤(小塊煤, 栗子煤)	30	45	0.32	0.84	0.47	0.84	0.50	0.90
爐渣, 岩渣	35	50	0.70	1.20	—	—	—	—
浮石	35	45	—	—	—	—	—	—
大麥	27	35	0.37	0.58	0.32	0.7	0.45	0.75

裝卸與堆列機械

裝貨機與卸貨機 裝貨機與卸貨機是無自動裝載設備的連續裝卸機械: a)運輸成件或成包貨物的環節式傳送機(雙螺旋傳送機, 鱗板傳送機, 鏈式傳送機); 6)用於成包與成件貨物的自動裝貨機(無電動機的); B)移動式傳送機(輸送帶, 鱗板傳送機, 刮板傳送機)。

自動裝載的連續操作裝卸機械: 機械裝貨機(帶式的, 刮板式的, 斗式的)。

橋式(週期性的)作業的裝卸機械: a)單斗裝貨機; 6)機械卸貨機; B)卸貨站。

堆列機械(堆列傳送機, 自動堆列傳送機, 堆貨起重機)。

輔助裝置

料庫, 料庫閘門 有人孔形口與閘門的料庫(閘門包括轉片式閘門, 扇形閘門, 額式閘門, 爪形閘門, 平板式閘門, 履帶式閘門, 鏈式閘門, 球形閘門)。

有裂縫形口的料庫。

給料機與出料機 人孔形口料庫用給料機: a)帶

表3 在堆列時各種材料的單位體積重量

材 料 名 稱	重量(噸/公尺 ³)
木材:	
松木	0.40
樺木	0.42
白木	0.32
松木	0.34
卵石	1.90~2.20
爐渣磚	1.6~1.8
普通磚	1.45~1.55
砂石礫	1.80
建築垃圾	1.40
木屑(輕微壓實的)	0.60~0.95

形給料機; 6)板形給料機; B)鏈條給料機; r)擺動給料機與振動給料機; n)柱塞給料機; e)擺錘給料機; ж)螺旋給料機; 3)轉筒給料機; n)盤形給料機。

有裂縫形開口的料庫用的出料機: a)葉葉式的; 6)刮板式的。

衡量設備 傳送機稱, 定量衡, 散裝貨物量器。

● 移動式的風動裝貨機也屬於這一類。

第十八章 起重機及其機構的基本計算資料與公式^①

升降機構的計算

起重效率 η 及落重效率 η' 的相互關係如下：

$$\eta \leq \frac{1}{2 - \eta'} \quad (1)$$

若要升降機構具有自動制動的性能，則效率 η 應小於 0.5。

要把重載懸掛在升降機構的滾筒上，可以使用吊鈎、橫樑或特殊的工具。這些工具可直接地，或者是利用滑輪或滑車（單組滑車或雙生滑車^②）以及幾個導向滑輪的裝置來固定在撓性機件上；導向滑輪是爲了把撓性機件從吊鈎或滑車引送到滾筒上。撓性機件經過 m 個導向滑輪，其懸重爲 Q 公斤時，所受最大拉力爲

$$S_{\max} = Qk^m \text{ 公斤}, \quad (2)$$

式中 $k > 1$ ——包括撓性機件的剛性和滑輪軸承摩擦阻力的每個滑輪的阻力係數。 k 的數值列於表 1。

滾筒上使用帶有吊鈎的滑車裝置時，在滑車附近繩索連接處的最小拉力由下式計算

$$S_{\min} = Q \frac{k-1}{k^a-1} \text{ 公斤}, \quad (3)$$

式中 a ——滑車組的機械利益。

繩索從滑車引出，繞過 m 個導向滑輪後捲在滾筒上，這時所受的最大拉力爲

$$S_{\max} = Q \frac{k-1}{k^a-1} \cdot k^{a-1} \cdot k^m \text{ 公斤}。 \quad (4)$$

表1 對鏈條、鋼絲繩及麻繩的導向滑輪阻力係數 k 值

撓性機件種類；滑輪及其軸承之特性	k 值	
	包角 ^③ $\alpha=90^\circ$	包角 $\alpha=180^\circ$
標準鉗接鏈；標準滑輪，用滑動軸承	1.03	1.04
標準鉗接鏈；齒狀滑輪，用滑動軸承	1.04	1.06
疊板關節鏈；鏈輪，用滑動軸承	1.04	1.06
疊板關節鏈；鏈輪，用滾動軸承	1.025	1.03
鋼絲繩；標準滑輪，用滑動軸承，當 $Dd \geq 20d_k$ 時	1.04	1.05
鋼絲繩；標準滑輪，用滾動軸承，當 $Dd \geq 20d_k$ 時	1.02	1.03
麻繩；標準滑輪，用滑動軸承： d_k 在 23 公厘以下者	—	1.10
d_k 在 29 公厘以下者	—	1.15
d_k 在 46 公厘以下者	—	1.25

③ 撓性機件繞在滑輪上所包的角度。——譯者

手動機構的起重速度可用下面的方法來確定。

理想機構（當總效率 $\eta=1$ 時）的速度爲

$$v_0 = \frac{P}{Q} \cdot c \text{ 公尺/秒}, \quad (5)$$

式中 c ——工人手動速度，其平均值不超過 1 公尺/秒（施於傳動手柄）或 0.6 公尺/秒（施於牽引鏈）； P ——工人加於傳動手柄或牽引鏈上的全力（公斤）。

實際的起重速度爲

$$v = v_0 \eta = \frac{Pc}{Q} \cdot \eta \text{ 公尺/秒}, \quad (6)$$

式中 η ——包括滑車的升降機構的總效率。

P 力的值，採用表 2 的數據。

滾筒的轉速可由下式計算

$$n_d = \frac{v \cdot 1000}{\pi D_d} \cdot a \text{ 轉/分}, \quad (7)$$

式中 v ——起重速度（公尺/秒）； D_d ——滾筒直徑（公厘）； a ——至滾筒爲止的機械利益。

升降機構之傳動比與機構的效率及式樣無關，而由電動機 $n_{\text{電動機}}$ 與滾筒 n_d 的轉數比來決定

$$i_{\text{傳}} = \frac{n_{\text{電動機}}}{n_d} \quad (8)$$

手動的升降機構之傳動比爲

$$i_{\text{手}} = \frac{S_{\max}/Q}{2P/\eta} \quad (9)$$

式中 l ——手柄轉臂長度（通常爲 300~400 公厘）； η ——升降機構的效率。

表2 根據工作持續性訂定的工人的工作力 P 及工作能力的大小

工作時間的久暫	一位工人能作出的最大力量（公斤）		所作出的功率 Pc （工人的工作能力）（公斤·公尺/秒）
	施於傳動手柄	施於牽引鏈	
長時間工作	12	20	10
短時間工作（每次工作時間不超過5分鐘）	25	40	15

註：1. 在幾個工人一起工作，用手力驅動時，要計及力的利用係數 φ 。兩個人一起工作，用 $\varphi=0.8$ ；四個人則用 $\varphi=0.7$ 。

2. 工人施於操縱桿之力不應大於 18~20 公斤，而操縱桿移動距離不應超過 400 公厘；施於腳踏板的力（按工作持續性而定）不應大於 25~30 公斤，而踏板的行程不應超過 250 公厘。

② 在本章及第十九章中，原書有些地方可能有錯，茲將譯者修正意見表列於第十九章末，以供讀者參考。

——編者

③ 雙生滑車——見第十九章圖 2。——譯者

[制動]設 $S_{\min}$ ——在落重時機件所受的拉力(公斤), D_T ——制動輪的直徑(公厘), $\eta'_{\text{滑}}$ ——升降機構在落重時的效率, 及 i_T ——自滾筒軸至制動器軸的傳動比, 在平穩下降時, 制動輪緣必須產生的摩擦力求

$$F_{\text{摩擦}} = S_{\min} \cdot \frac{D_0 \eta'_{\text{滑}}}{i_T D_T} \text{ 公斤。} \quad (10)$$

欲使以速度 v 下降的重載停止, 必須在摩擦力 $F_{\text{摩擦}}$ 之外再加一額外力 $F_{\text{重}}$, 使其在制動時能夠將重載以及升降機構的所有轉動機件所發生的動能吸收(滑車的轉動質量之影響極小, 可以略而不計):

$$F_{\text{重}} = \frac{v^2 \eta'}{2 g s_0} + \sum J \frac{\omega^2 \eta'}{2 s_0} \text{ 公斤,} \quad (11)$$

式中 v ——重載下降的速度(公尺/秒)($g=9.81$ 公尺/秒²——自由落體加速度); η' ——升降機構在落重時的效率; $s_0 = h_0 i_T \frac{D_T}{D_0}$ ——制動時制動輪緣上行經的距離(公尺); h_0 ——制動期間重載移動的距離(公尺); i_T ——制動器軸及滾筒軸的傳動比; $\sum J \frac{\omega^2}{2}$ ——機構傳動質量的總動能^⑤。

總制動力

$$F = F_{\text{摩擦}} + F_{\text{重}} = \frac{Q h_0 \eta'}{s_0} + \frac{Q v^2 \eta'}{2 g s_0} + \sum J \frac{\omega^2 \eta'}{2 s_0} \text{ 公斤。} \quad (12)$$

施於制動器軸上的制動力矩

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} + M_{T3} \text{ 公斤} \cdot \text{公尺,} \quad (13)$$

式中 $M_{T1} = \frac{Q D_0 \eta'}{2 \alpha i_T}$ ——由重載的重量所產生的力矩; $M_{T2} = \frac{Q C_0^2 n_1 \eta'}{375 \alpha^2 i_T^2}$ ——由下降的重載之慣性力所產生的力矩; 又

$$\begin{aligned} M_{T3} = & J_1 \frac{\omega_1}{t} \cdot \frac{\eta'_1}{i_1} + J_2 \frac{\omega_2}{t} \cdot \frac{\eta'_2}{i_2} + J_3 \frac{\omega_3}{t} \cdot \frac{\eta'_3}{i_3} \\ & + \dots + J_n \frac{\omega_n}{t} \cdot \frac{\eta'_n}{i_n} = \frac{G_1 D_1^2 n_1}{375 t} + \frac{G_2 D_2^2 n_2 \eta'_1}{375 i_1^2} \\ & + \frac{G_3 D_3^2 n_3 \eta'_2}{375 i_2^2} + \dots + \frac{G_n D_n^2 n_n \eta'_{n-1}}{375 i_{n-1}^2} \end{aligned}$$

為升降機構的轉動部分之慣性力所產生的力矩。

在上列各式中, α ——滑車機械利益; i_T ——由制動器軸至滾筒軸的傳動比; n_1 ——制動器軸的轉速^⑥(轉/分); $J_1, J_2, \dots, J_n$ ——各相當軸上轉動質量的迴轉慣性力矩(公斤·公尺·秒²)($J \approx G D^2 / 4C$); $G D^2$ ——轉動質量的迴轉力矩; $G_1 D_1^2, G_2 D_2^2, \dots, G_n D_n^2$ ——各相當軸的迴轉力矩; $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ ——各相當軸的角速度(每秒); $i_1, i_2, \dots, i_n$ ——各相當軸至制動器軸之間的傳動比^⑦; $\eta'_1, \eta'_2, \dots, \eta'_n$ ——各相當軸至制動器軸之間的傳動效率; t ——制動時間(秒), 等於

$$t = \frac{n_1 \left(\frac{Q D_0^2 \eta'_1}{i_T^2 \alpha^2} + G_1 D_1^2 + \frac{G_2 D_2^2 \eta'_2}{i_T^2} + \dots \right)}{375 \left(M_T - \frac{Q D_0 \eta'}{2 \alpha i_T} \right)} \text{ 秒,} \quad (14)$$

[原動機在起重時所作的功]在起重期間內, 當起重機構的原動機是平穩而均勻地運轉時, 若起重速度為 v 公尺/分, 則需要發出的功率^⑧為

$$N_p = \frac{Q v}{4500 \eta} [\text{馬力}] \text{ 或 } \frac{Q v}{6120 \eta} [\text{仟瓦}]. \quad (15)$$

在起動期間, 原動機須發出較大的功率, 以便克服重載及起重機構的機件質量的慣性。

在起動的全部過程中, 原動機的平均總功率^⑨可由下式計算

$$N_{\text{平均}} = \frac{Q v}{4500 \eta} + \frac{L_{\text{重}}}{75 t_0 \eta} \text{ 馬力,} \quad (16)$$

式中 $L_{\text{重}}$ ——因動載荷而多作的功。

在起動過程中的每一瞬間, 原動機的實際總功率可由重載運動速度變化的定律來確定。

[第一種情形]起重速度按直線增加。

在這種情形中, 加速度 $j = \frac{v}{t_0}$ = 常數, 起動距離 $h_0 = \frac{v t_0}{2} = \frac{j t_0^2}{2}$, 原動機的總功率為

$$N_{\text{max}} = \frac{Q v}{4500 \eta} + \frac{2 L_{\text{重}}}{75 t_0 \eta} \text{ 馬力。} \quad (17)$$

[第二種情形]速度隨着加速度變化, 而加速度則按直線逐漸減至零。

在這種情形下, 加速度為

$$j = \frac{2v}{t_0}$$

及

$$j_x = j_0 - j_0 \frac{t_x}{t_0},$$

速度為

$$v_x = j_0 t_x - j_0 \frac{t_x^2}{t_0},$$

起動距離為

$$h_0 = \frac{2}{3} \cdot v t_0,$$

- 在正常的使用情況中, 起重機構的高速轉動機件(電動機的轉子及軸、聯軸器、制動輪盤)慣性影響為其 85~90%; 起重機構其餘的軸所發生的僅為 5~8%; 而載荷所發生的則約為 5~7%。但在意外的情況中, 由於起重機構發生故障或操作人員工作上的錯誤, 致使已舉起在很高處的載荷突然下降, 產生很高的速度, 這時, 上面所說的比例就不再存在了, 並且突然發生的慣性作用力可能對機構的零件產生危害。因此, 在起重很高的起重機構, 必須裝備有可靠的快速自動制動器, 以調節落重速度在 $v_{\text{max}} = (1.25 \sim 1.30)$ 升高速度的限長之內。

⑥ 對於轉速為 n_1 (轉/分), $i_1 = 1$ 及 $\eta'_1 = 1$ 的制動器軸。

⑧ 參看本卷第二十一章“起重運輸機的電力等動”。

原動機的總功率為

$$N_{\max} = 0.688 \frac{Qv}{4500\eta} + 1.54 \frac{I_0}{75t_0\eta} \text{—馬力。} \quad (18)$$

在起動期間內，施於原動機軸的扭轉力矩可由下式決定，實際應用已足夠精確

$$M_{\Sigma p} = M_1 = \frac{QD_0}{2\alpha i \eta} + \frac{QD_0^2 n_0}{375\alpha^2 i^2 t_0 \eta} + (1.1 \sim 1.15) \frac{GD^2 n_0}{375 t_0} = \frac{QD_0}{2\alpha i \eta} + \frac{n_0}{375 t_0} \left[\frac{QD_0}{\alpha^2 i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) GD^2 \right] \text{公斤·公尺，} \quad (19)$$

式中 GD^2 ——轉子和電動機軸上質量的迴轉力矩；
 n_0 ——電動機轉數； i ——起重機構的總轉動比； η ——起重機構的總效率； t_0 ——起動時間。

原動機的正常功率可由下面的力矩計算

$$M_0 = \frac{QD_0}{2\alpha i \eta} \text{公斤·公尺，}$$

這個力矩必須能在平穩運轉的過程中將重載舉起。

電動機的暫時超負荷能力可用係數 ψ 表示

$$\psi = \frac{M_1}{M_0} = \frac{\frac{QD_0}{2\alpha i \eta} + \frac{n_0}{375 t_0} \left[\frac{QD_0}{\alpha^2 i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) GD^2 \right]}{\frac{QD_0}{2\alpha i \eta}} \quad (20)$$

若已知 ψ' (超負荷係數或即最大扭矩倍數，標明於電動機的工藝規格上) 的數值，則起動時間為

$$t_0 = \frac{2n_0 \alpha i \eta}{375(\psi' - 1)} \times \frac{\frac{QD_0^2}{\alpha^2 i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) GD^2}{QD_0} \text{秒。} \quad (21)$$

起重機及起重行車的 行動機構的計算

起重機(或起重機的行車)車輪軸的轉數可由下式決定：

$$n_K = \frac{v \cdot 1000}{\pi D_K}, \quad (22)$$

式中 v ——運動速度(公尺/分)； D_K ——車輪直徑(公厘)。

行動機構的傳動比為

$$i_{\Sigma} = \frac{n_0}{n_K} \quad (23)$$

在計算行動起重機的機構或它的某一部分(例如橋式起重機的行車)時，必須計及下列各種決定運動阻力的因素：

а) 車輪的滾動摩擦、在車輪軸承處的摩擦、在車輪側緣上的摩擦及在曲折路徑上的阻力；

б) 在傾斜道路行動時，道路的傾斜度；

в) 在露天工作時所受的風壓；

г) 重載及起重機的慣性；

а) 行走道路的曲折、不平坦及阻礙等等；

е) 行動機構的損耗。

摩擦及道路的傾斜對運動所產生的阻力可由下式計算：

$$W_1 = CC' \cos \alpha \left[\pm \operatorname{tg} \alpha + \frac{2f_k + f_d}{D_K} \right] \text{公斤，} \quad (24)$$

式中 G' ——起重機(或起重機的行車)及重載的總重量(公斤)； α ——道路的傾斜角(度)； f ——車輪軸承的摩擦係數； d ——車輪軸樞的直徑(公分)； D_K ——車輪直徑(公分)； f_k ——滾動摩擦係數(公分)； $C=1$ ——試驗係數，包括起重機行動的各種因素(行走道路可能的曲折、不平坦、阻礙和車輪側緣的摩擦等等)。各種起重機結構的係數 C 的值，見於本章的各節中。

$\operatorname{tg} \alpha$ 的數值在起重機上坡時取為正號，下坡時取為負號。

風壓對於運動的阻力，可用下式計算：

$$W_2 = pF \text{ 公斤，} \quad (25)$$

式中 F ——起重機及懸掛在它的吊鉤上的重載之迎風面積(公尺²)； p ——在1平方公尺迎風面積上的風壓(公斤/公尺²) (按ГОСТ 1450-42)為15~25公斤/公尺²。

當起重機的行車由外界驅動時，動力是通過一種特殊的牽引繩(或牽引鏈)而來。在這種情形下，起重吊鉤與滾筒之間也是同樣相連着的(圖1)。計算這種起重機行車的行動機構時，除了阻力 W_1 及 W_2 以外，還應考慮由起重繩所產生的對於運動增加的阻力

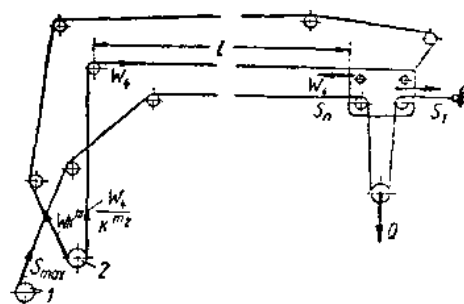


圖1 起重行車的行動機構示意圖：

1—起重滾筒；2—牽引滾筒。

$$W_3 = S_2 - S_1 = S_{\min}(k^{m-1} - 1) \text{ 公斤} \quad (26)$$

和因牽引繩懸垂而增加的阻力

- 如果在技術條件中，沒有特別限制時，對於鐵軌上行走的起重機，道路的最大傾斜度為 $\operatorname{tg} \alpha = 0.012 \sim 0.020$ ；無鐵軌行走的起重機，其傾斜度不得大於 $\operatorname{tg} \alpha = 0.12$ 。

$$W_4 = \frac{q l^2}{8h} \text{ 公斤。} \quad (27)$$

在上兩式中, k ——一個方向滑輪的阻力係數; m ——導向滑輪數; q ——牽引索(或鏈)本身的單位長度重量(公斤/公尺); l ——繩索(或鏈條)懸垂段的長度(公尺); h ——繩索(或鏈條)懸垂度(公尺)。

行車正常運動的總阻力要按傳動機構的滾筒所引出的牽引索(或鏈)所受張力差而定

$$W' = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4) k m_1 - \frac{W_4}{k m_2} \text{ 公斤,} \quad (28)$$

式中 m_1 ——負載的牽引索(或鏈)所繞過的滑輪數;
 m_2 ——不負載的牽引索(或鏈)所繞過的滑輪數。

在起動期間所受的額外阻力可由下式計算

$$W_n = n \cdot j = \frac{G v_n}{g t_n} \text{ 公斤,} \quad (29)$$

式中 G ——起重機及重載的總重量(公斤); v_n ——行車速度(公尺/秒); t_n ——起動時間(秒)。

起重機或起重機的行車(當行動機構在行車之內)的總運動阻力為

$$W = W_1 + W_2 + W_n \text{ 公斤。} \quad (30)$$

若行動機構不在行車之內, 則起重機的行車的總運動阻力為

$$W = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + \dots + W_n) k m_1 - \frac{W_4}{k m_2} \text{ 公斤。} \quad (31)$$

在正常運動時原動機的功率等於

$$N = \frac{W' \cdot v_n}{4500 \eta} \text{ 馬力,} \quad (32)$$

式中 W' ——正常運動所受的阻力(公斤); v_n ——行車速度(公尺/分)。

在起動期間內, 原動機必須克服由前進運動質量 W_n 或迴轉機件所發生的慣性力。

在起動期間內加於原動機軸的扭轉力矩等於

$$M_{kp} = \frac{W' D_K}{2i\eta} + \frac{G' D_K^2 n_{\partial}}{375 i^2 \eta t} + (1.1 \sim 1.15) \frac{G D^2 n_{\partial}}{375 t} \text{ 公斤·公尺;} \quad (33)$$

電動機在起動時的超負荷係數為

$$\psi = \frac{M_{kp}}{M_0} = 1 + \frac{2i\eta n_{\partial}}{375 t} \times \frac{\frac{G D_K^2}{i^2 \eta n_{\partial}} + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{W' D_K} \quad (34)$$

又起動時間按已知的原動機特性為

$$t = \frac{2n_{\partial} i \eta}{375(\psi - 1)} \times \frac{\frac{G' D_K^2}{i^2 \eta^2} + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{W' D_K} \text{ 秒。} \quad (35)$$

必須指出, 行動機構質量慣性的影響(質量的動能)與運動阻力之比值, 比升降機構的質量慣性影響與舉起重載之比值要大得多。

要使運動着的起重機(或行車)在一定的時間內停止, 則起重機繼續運動的力(慣性力、順風力)與使起重機停止運動的力(各種摩擦阻力)必須具有某種一定的關係。

持續運動和傳到制動器軸上的力矩為

$$M_1 = \frac{W_2 D_K \eta}{2i} + \frac{G' D_K^2 n_{\partial} \eta'}{375 i^2 \eta^2} + \frac{(1.1 \sim 1.15) G D^2}{3.5 i} \text{ 公斤·公尺;} \quad (36)$$

制動器軸上的阻力矩

$$M_2 = \frac{W_1 D_K}{2i \eta'} \text{ 公斤·公尺} \quad (37a)$$

$$\text{或 } M_2' = \frac{[(W_1 + W_2 + W_4) k m_1 - \frac{W_4}{k m_2}] D_K}{2i \eta'} \text{ 公斤·公尺;} \quad (37b)$$

制動力矩

$$M_T = M_1 - M_2 \text{ 公斤·公尺。} \quad (38)$$

當制動距離 s (公尺)及運動速度 v (公尺/秒)為已知時, 制動時間等於

$$t' = \frac{s}{2i v_n} \text{ 秒。} \quad (39)$$

在行動機構的計算中, 為了避免在起動時及制動時產生衝擊起見, 必須規定有足夠長的起動時間 t_0 及制動時間 t' 。

繞立軸迴轉的機構(旋轉機構)的計算

起重機的迴轉速度, 是由位於起重機臂末端(最大臂長為 $L_{\max}$ 處)的起重吊鉤的轉動線速度 v (公尺/分), 或是由起重機的轉速 $n_{\text{轉}}$ (轉/分)而定。

起重機轉動的角速度可用下式計算:

$$\omega = \frac{v}{L_{\max}} = \frac{\pi n_{\text{轉}}}{30} \quad (40)$$

在確定起重機總的轉動阻力的大小時, 必須計及下列各因素:

- 起重機機件的轉動軸承的摩擦係數;
- 在露天工作時所受的風壓;
- 行動起重機在傾斜道路上工作所發生的阻力;
- 起重機及重載質量的慣性力。

設 G ——起重機轉動部分本身的重量(公斤), G' ——重載(公斤)和 f ——支承部分的摩擦係數, 等於 0.08~0.008, 則對於用平推力軸承(樞軸半徑為 r

⊙ 較小之值用於滾動軸承。

公分)的起重機,垂直載荷所產生的摩擦力矩為

$$M_1 = (G+Q) f \frac{2}{3} r \text{ 公斤·公分} \quad (41)$$

對於用圓形推力軸承, (樞軸平均半徑為 r_c 公分) 的起重機為

$$M_1 = (G+Q) f r_c \text{ 公斤·公分。} \quad (42)$$

當起重機的轉動部分安裝在迴轉台之上, 而由它所產生的壓力通過滾輪而施於軌道環座上, 這時, 計算公式為

$$M_1 = (G+Q) \frac{2f_k + f_d}{D_k} \cdot \frac{D_0}{2} \text{ 公斤·公分,} \quad (43)$$

式中 D_0 ——環座直徑(公分); D_k ——滾輪直徑(公分); d ——滾輪中心直徑(公分); f_k ——滾動摩擦係數(公分)。

在多滾輪支承裝置中, 裝在水平軸線上的圓柱形或圓錐形的滾輪是在兩環座之間迴轉。由垂直載荷所產生的摩擦力矩可由下式計算

$$M_1 = C(G+Q) \frac{f_k D_0}{\alpha_p}, \quad (44)$$

式中 D_0 ——環座的平均直徑(公分); d_p ——滾輪直徑(公分); f_k ——滾動摩擦係數; $C>1$ ——圓柱形滾輪的額外滑動摩擦及圓錐形滾輪端面上的額外摩擦的係數。

在起重機的迴轉部分, 由水平力 R 所產生的摩擦力矩, 對於直徑為 d_1 公分的立軸承, 等於

$$M_2 = R f \frac{d_1}{2} \text{ 公斤·公分。} \quad (45)$$

當上下兩水平軸承在尺寸上有所不同時, 力矩要分別從每一個軸承計算

$$M_2 = M_2' + M_2'' \text{ 公斤·公分。} \quad (45a)$$

若支承裝置具有直徑為 D_k 公分的滾輪, 裝在軸承為 d_1 公分的軸樞上, 形成圓心角 α , 和支托在直徑為 D_0 的不動軌道環座上(圖2, a), 則

$$M_2 = \frac{R}{\cos \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{2f_k + f_d}{D_k} \right) \left(\frac{D_0}{2} \pm \frac{D_k}{2} \right) \text{ 公斤·公分,} \quad (46)$$

當輪子在軌道環座的外表面滾動時, 式中 $\frac{D_k}{2}$ 的符號取為正; 若在内表面滾動時則取為負。

同一圖中, 在相反的情形下: 當環座被固定在不動支承中的滾輪所承托着, 並和起重機的迴轉部分一起轉動時(圖2, b), 則

$$M_2 = \frac{R}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{2f_k + f_d}{D_k} \cdot \frac{D_0}{2} \text{ 公斤·公分。} \quad (47)$$

在帶有 m 個滾輪(直徑為 d_p 公分) 及帶有不動的外環座或內環座(直徑為 D_0 公分) 的多滾輪支承裝置中, 起重機迴轉部分的水平總反作用力 R 按照 α 、 2α

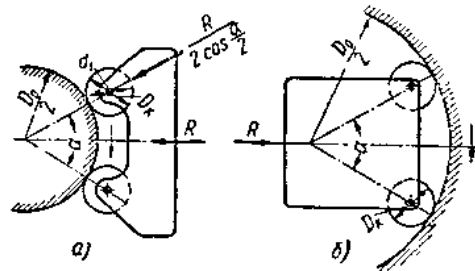


圖2 起重機轉動機構的計算簡圖。

$3\alpha, \dots$ 等角度的餘弦定律分配於所有滾輪之半數上。

在這種情形下, 施於中間滾輪的壓力為最大, 等於

$$R_{\max} = \frac{1.25R}{90^\circ} \quad (48)$$

$$1 + 2 \sum_{0}^{90^\circ} \cos^2 \alpha_x$$

$$1 + 2 \sum \cos \alpha_x$$

$$\text{及 } M_2 = 1.25R \frac{0}{90^\circ} \times \frac{f_k(D_0 \pm d_p)}{d_p}$$

$$1 + 2 \sum_{0} \cos^2 \alpha_x$$

$$\text{公斤·公分} \quad (49)$$

在用不動的內環座時, 式中 d_p 的符號取為正; 在用不動的外環座時, 則取為負。

風壓對於轉動所生的阻力矩的決定, 是由於起重機及載荷的迎風面積(公尺²)上所受的風壓和起重機迴轉部分水平力 R 的增加 (R 增加時支承部分的摩擦阻力亦增加)。可由下式算得

$$M_3 = P(F_{kp}l_1 + F_{zp}l_2) \text{ 公斤·公分,} \quad (50)$$

式中 P ——每平方公尺迎風面積上的風壓, 等於 15~25 公斤/公尺²; F_{kp} ——起重機轉動部分的迎風面積(公尺²); l_1 ——起重機迎風面積的重心至迴轉中心線的距離(公分); F_{zp} ——重載的迎風面積(公尺²); l_2 ——重載面積重心至迴轉中心線的距離(公分)。

當起重機在傾斜道路上工作時, 轉動所受的阻力矩為

$$M_{y_k} = QL \sin \alpha + Gl \sin \alpha \text{ 公斤·公分,} \quad (51)$$

式中 α ——起重機行經道路的傾斜角(度); L ——起重機機臂的長度(公分); Q ——重載及起重機的‘攪具’的重量(公斤); G ——起重機轉動部分的本身重量(公斤); l ——起重機的重心至迴轉中心線的距離(公分)。

起重機及重載質量慣性產生轉動的阻力矩可由下式計算

$$M'_{uk} = \sum J \frac{\omega}{t} \text{ 公斤·公分,} \quad (52)$$

式中 $\sum J = J_\phi + J_k + J_{zp}$ ——起重機轉動部分慣性

力矩的總和; J_{σ} ——起重機機臂的慣性力矩; J_{κ} ——起重機機臂轉柱的慣性力矩; $J_{\sigma p}$ ——重載的慣性力矩; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ——轉動角速度(秒⁻¹); t ——起動時間(秒)。

傳至電動機軸的力矩為:

$$M_{u\kappa}^{\sigma} = \frac{M_{u\kappa}'}{i\eta} = \frac{G_{\kappa} D_{\kappa}^2 n_{\sigma}}{375 t^2 \eta} \text{ 公斤·公分, } (53)$$

式中 $G_{\kappa} D_{\kappa}^2 \approx 40 \sum J$;

由機構的迴轉機件所產生的阻力矩為

$$M_{u\kappa}^{\sigma} = (1.1 \sim 1.15) \frac{G D^2 n_{\sigma}}{375 t} \text{ 公斤·公分; } (54)$$

慣性力所產生的總力矩為

$$M_{u\kappa} = \frac{G_{\sigma} D_{\sigma}^2 n_{\sigma}}{375 t^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) \frac{G D^2 n_{\sigma}}{375 t} \text{ 公斤·公分。} (55)$$

對轉動的總阻力矩

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_{y\kappa} + M_{u\kappa} (56)$$

在正常運轉時, 旋轉機構的電動機的功率為

$$N = \frac{(M_1 + M_2 + M_3 + M_{y\kappa}) \omega}{75 \eta} \text{ 馬力, } (57)$$

在起動期間內, 電動機的功率為

$$N_p = \frac{(M_1 + M_2 + M_3 + M_{y\kappa} + M_{u\kappa}) \omega}{75 \eta} \text{ 馬力。} (58)$$

在起動期間內, 電動機超負荷係數為

$$\psi = 1 + \frac{n_{\sigma} i \eta}{375 t} \times \frac{G_{\kappa} D_{\kappa}^2 + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{M_1 + M_2 + M_{y\kappa} + M_3} (59)$$

在一定的 ψ' 值下, 起動時間可由下式計算

$$t = \frac{n_{\sigma} i \eta}{375 (\psi' - 1)} \times \frac{G_{\kappa} D_{\kappa}^2 + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{M_1 + M_2 + M_{y\kappa} + M_3} \text{ 秒。} (60)$$

旋轉機構的制動器要計及一切的慣性力、風力及道路傾斜等的影響。制動力矩等於

$$M_T' = M_3 + M_{y\kappa} + M_{u\kappa} - (M_1 + M_2) \text{ 公斤·公分; } (61)$$

傳至制動器軸的力矩等於

$$M_T = \frac{M_T' \eta}{i} = \frac{n_{\sigma}}{375 t_0} \left[\frac{G_{\kappa} D_{\kappa}^2 \eta}{i^2} + (1.1 \sim 1.15) G D^2 \right] - \frac{(M_1 + M_2) - M_3 - M_{y\kappa}}{i \eta} \text{ 公斤·公分 } (62)$$

又制動時間為

$$t_0 = \frac{n_{\sigma} \left[\frac{G_{\kappa} D_{\kappa}^2 \eta}{i^2} + (1.1 \sim 1.15) G D^2 \right]}{375 \left[M_T + \frac{(M_1 + M_2) - M_3 - M_{y\kappa}}{i \eta} \right]} \text{ 秒。} (63)$$

起重機的改變幅度機構的計算

改變幅度可由下列兩法中的任一法得到: 1) 藉助

於起重機(或起重機的行車)的行動機構在水平面上移動已舉起的重載; 2) 改變起重機臂的傾斜角度。

參看圖3, 設 Q ——載荷(公斤), G_1 ——起重機臂的重量(公斤), l_c ——臂長(公尺), $l_{\kappa.m}$ ——自起重機臂重心至迴轉中心線的距離(公尺), s_1 ——起重繩索受力(公斤), b ——自起重機臂轉動桅下支承(在立柱的最低處)至 s_1 力作用線的垂直距離, α ——起重機臂的水平仰角, 則改變臂長機構的滑車中的拉力等於

$$T = \frac{(Q l_c + G_1 l_{\kappa.m}) \cos \alpha - s_1 b}{h} \text{ 公斤, } (64)$$

又最大拉力(當 $\alpha = 0$ 時)為

$$T_{\max} = \frac{(Q l_c + G_1 l_{\kappa.m}) - s_1 b}{h} \text{ 公斤。} (64a)$$

當滑車的滑輪數為 n_0 , 滑車效率為 η 時, 改變臂長機構的繩索受力為

$$s_1 = \frac{T}{(n_0 + 1) \eta} \text{ 公斤。} (65)$$

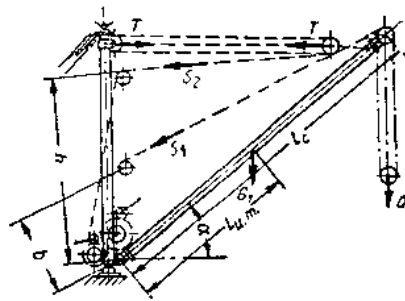


圖3 起重機的改變幅度機構的計算簡圖。

當起重機臂從最低位置升至最高位置時, 若滑車的動滑輪的軸中心須移動距離 s (公尺), 所需時間為 t , 又滑車機械利益為 α , 則繩索捲上滾筒的速度為

$$v_{\sigma} = \frac{s \cdot \alpha}{t} \text{ 公尺/秒, } (66)$$

又改變幅度機構的電動機的功率為

$$N = \frac{s \cdot v_{\sigma}}{75 \eta} \text{ 馬力。} (67)$$

起重機穩定性的計算

固定式起重機的穩定性可由基礎吸收傾側力矩的能力來保證。傾側力矩等於

$$M_{\kappa} = s_1 Q L + G_1 l_1 - G_2 l_2 - Q n p^3 (68)$$

保證旋轉台上的固定式起重機的穩定性(圖4, 6), 應滿足下列方程式:

$$s_1 Q (L - l_4) + G_1 (l_1 - l_4) - G_2 (l_2 + l_4) + Q n p (l_3 + l_4) = 0 (69a)$$

$$\text{及 } s_2 [Q n p (l_3 - l_5)] + G_2 (l_2 - l_5) - G_1 (l_1 + l_5) = 0。 (69b)$$

在(68), (69a), (69b)各式中, 設 Q ——起重的重量(公斤); G_1 ——起重機臂的重量(公斤); G_2 ——在起重機臂相反方面的迴轉結構之重量(公斤); Q_{np} ——平衡重量(公斤); L ——起重機臂的長度(公尺); l_1 ——起重機臂重心至起重機旋轉中心線的距離(公尺); l_2 ——旋轉結構重心至起重機旋轉中心線的距離(公尺); l_3 ——平衡重量的重心至其旋轉中心線的距離(公尺); l_4 ——傾側邊緣 A 至旋轉中心線的距離(公尺); l_5 ——傾側邊緣 B 至旋轉中心線的距離(公尺); $\xi_1 = 1.4$ ——不計算道路的傾斜, 風壓及慣性力在內的起重機穩定係數, $\xi_2 = 1.15$ ——起重機自身的穩定係數。

處於斜坡上的行動起重機, 在受到實際上可能發生的複合作用力時, 也不應翻倒。

使起重機翻倒的力有以下各種: a) 在過度長的機臂 α 上的過度重載 Q ; b) 風力 W ; c) 起重電動機驟然加速或驟然制動(± j); d) 道路的坡度過大; e) 行動著的起重機驟然停止; e) 起重機在旋轉時制動或起動過於急劇。

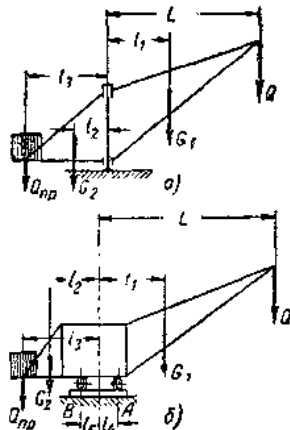


圖4 計算固定式起重機的穩定性的簡圖。

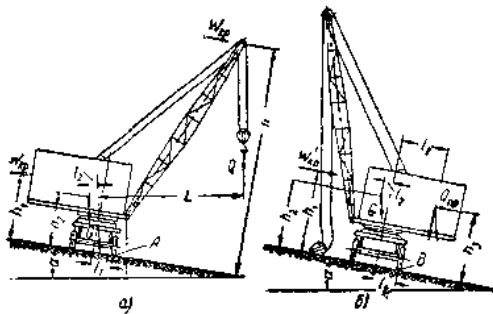


圖5 計算行動起重機的穩定性的簡圖。

當起重機的迴轉部分橫過道路時(圖5, a), 對於傾側邊緣 A 的轉矩方程式:

$$Q(l-l_1)\xi_1 + \frac{Q}{s} \cdot \frac{v}{t} (L-l_1) + W_2 p h + W_{kp} h_1 + \frac{Q n^2 h^2}{900 - n^2 h^2} + \sin \alpha G h_2 - G(l_1 + l_2) = 0; \quad (70)$$

以及 $Q(L-l_1)\xi_1' - G(l_1 + l_2) = 0 \quad (71)$

能够得到滿足, 則起重機在起重時的穩定性就能得到

保證。

式(70)及(71)中, 設 Q ——起重的重量(公斤); G ——起重機的重量(公斤); $W_{2p} = p F_{2p}$ ——重載迎風面積上所受的風力(公斤); $W_{kp} = p F_{kp}$ ——起重機迎風面積上所受的風力; p ——風壓(公斤/公尺²); F_{2p} ——重載的迎風面積(公尺²); F_{kp} ——起重機的迎風面積(公尺²); L ——自起重機旋轉中心線起至起重機臂重載的長度(公尺); l_1 ——自起重機旋轉中心線至邊緣 A 的距離(公尺); l_2 ——自起重機旋轉中心線至起重機重心的距離(公尺); h ——自起重機臂滑輪的軸心至地面的距離(公尺); h_1 ——自風力 W_{kp} 作用點至地面的距離(公尺); h_2 ——自起重機重心至地面的距離(公尺); v ——重載舉高或降落的速度(公尺/秒); n ——起重機的轉速(轉/分); t ——起動或制動的時間(秒); g ——重力加速度(公尺/秒²); $\alpha \approx 3^\circ$ ——斜坡的傾斜角度; $\xi_1 = 1.15$ ——已計算慣性力, 風壓及坡度等影響在內的起重機穩定性係數(按照鍋爐管理規範); $\xi_1' = 1.4$ ——不計算坡度, 風壓及慣性力在內的起重機穩定性係數。

處於斜坡上的起重機, 在重載取下以後, 當受到風力時, 應不致向平衡重量的一方傾倒(圖5, b)。

若能滿足對於傾側邊緣 B 的轉矩方程式:

$$Q_{np}(l_3 - l_1)\xi_2 + W_{kp} h_1 + \sin \alpha (Q_{np} h_3 + G h_2) - G(l_2 + l_1) = 0, \quad (72)$$

即可保證起重機的穩定性。式中 $\xi_2 = 1.15$ ——起重機自身的穩定係數。

在所有情況下計算起重機穩定性時, 要考慮最惡劣的工作條件。這樣, 在計算起重機穩定性(向重載方向傾倒)時, 就要考慮在最大臂長處的最大重載, 在重載方面的風壓及道路的坡度, 在起動或制動時的最大慣性力以及未貯滿的燃料箱及水箱的情形; 而在計算自身穩定性時(向平衡重量方面傾倒), 則要考慮起重機臂沒有負載而又升至最高位置, 平衡重量方面的風壓及道路的坡度以及燃料箱及水箱都已裝滿的情形。

起重機構的工作類型

由於工作性質中的操作時間百分數($ITB\%$)、一小時內的操作次數、起重及行動的速度以及最大載荷的起重頻率或承受最大阻力時的行動頻率, 將所有的起重機構分為四類:

P類——手動機構, 它的特徵是工作的間歇性很大和速度很低;

I類——輕型工作的機動機構, 它的特徵是: 工作