

蘇聯機器製造百科全書

第九卷

- 第二十二章 簡單起重機械(滑車、舉重器、絞車及手動複式滑車)
- 第二十三章 電動複式滑車、小型吊車和單軌行車
- 第二十四章 通用起重機與建築安裝起重機
- 第二十五章 移動式旋臂起重機
- 第二十六章 橋式起重機與起重樑
- 第二十七章 門式起重機和運載橋

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

目 次

第二十二章 簡單起重機械(滑車、舉重器、絞車及手動複式滑車)

(阿勃拉莫維奇 И. И. Абрамович)

舉重器(千斤頂).....	1	絞盤.....	14
滑輪與滑車.....	6	參考文獻.....	14
絞車(捲揚機).....	9		

第二十三章 電動複式滑車、小型吊車和單軌行車

(斯比啓納 И. О. Спицина)

概論.....	1	單軌行車.....	8
電動複式滑車.....	1	參考文獻.....	8
小型吊車.....	4	中俄名詞對照表.....	9

第二十四章 通用起重機與建築安裝起重機

(葉林松 И. И. Елинсон)

旋轉起重機.....	1	建築安裝起重機.....	7
用外連上支承的起重機.....	1	臂樑起重機.....	7
柱上起重機.....	1	動臂起重機.....	7
轉盤旋轉起重機.....	3	輕型移動式與拆運式建築起重機.....	9
移動式牆上懸臂起重機.....	4	塔式建築起重機.....	14
自行車式起重機.....	5	參考文獻.....	16

第二十五章 移動式旋臂起重機

(葉林松 И. И. Елинсон)

概論.....	1	汽車起重機.....	20
履帶起重機.....	14	參考文獻.....	23
鐵道起重機.....	18	中俄名詞對照表.....	24

第二十六章 橋式起重機與起重樑

(尼柯拉葉夫斯基 Г. М. Николаевский)

手拉橋式起重機.....	1	設計與計算橋式起重機的主要資料.....	24
電動橋式起重機.....	1	參考文獻.....	27
起重樑.....	22	中俄名詞對照表.....	28

第二十七章 門式起重機和運載橋

(葉林松 И. И. Елинсон)

門式和半門式起重機.....	1	概論.....	8
概論.....	1	金屬結構.....	10
支承構架和行駛機構.....	1	橋架的行駛機構.....	10
轉台和旋轉機構.....	2	懸樑的升降機構.....	12
起重機構.....	3	旋轉起重機和起重行車.....	12
臂樑(懸臂)與變幅度機構.....	3	防爬裝置.....	14
運載橋.....	8	參考文獻.....	15
		中俄名詞對照表.....	16

第二十七章 門式起重機和運載橋

門式和半門式起重機

概 論

門式和半門式起重機用於海港和河港沿岸線上做裝卸零碎的、箱裝的和成件的物品，以及用於造船廠、船塢等地方做起重運輸的工作。

門式起重機是安裝在可動的支承構架(座門)上的旋轉式起重機(圖1)。座門沿着工作線在專門鋪設的軌道上行動。座門的內面高度和寬度按 OCT 6435 規定採用鐵道建造界限的尺寸。

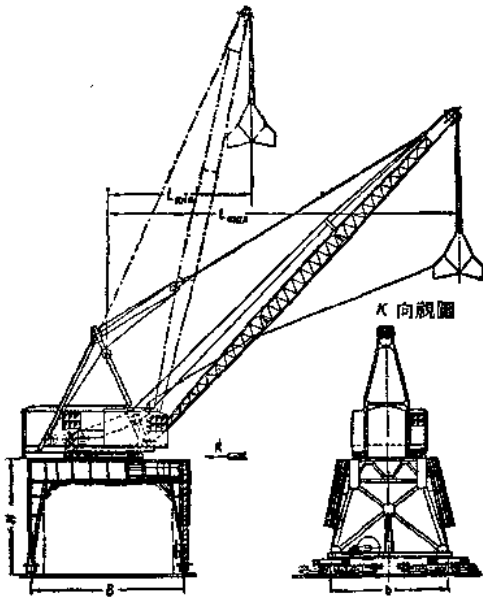


圖1 門式起重機。

按照其跨越鐵道線的數目，分為單線和雙線座門；跨越三條鐵道線的座門很少見。

其座門缺少一條腿而其相當的一條起重機道軌位在座門的水平構架的水平面內並且鋪設在廠房的牆上或在特殊的高架上的起重機，稱為半門式起重機。

這兩類起重機的特性是在其支承輪廓的範圍內(平面)不能做任何一種起重操作。

所有帶有載荷的操作——提升、水平移動和降落——在這一輪廓之外進行。其工作的範圍受起重機

臂梁(懸臂)的有效幅度、該幅度的相當提升高度和起重機道軌的長度所限制。

用於裝載成件物品工作的門式和半門式起重機，其起重能力通常為 1.5—15 噸，僅在特殊情況下(當用於建造和修理船舶的工作過程中搬運沉重的物品時)，這種起重機的起重能力才增至 20—30 噸。

裝有挖斗的起重機，起重能力為 5—15 噸。

門式和半門式起重機的幅度用在 15—25 公尺的範圍內；在個別情形中，按照其所服務的船舶和工段的寬度可增至 30—35 公尺；幅度的最小值為最大值的 $\frac{1}{4}$ 至 $\frac{1}{3}$ 。這種起重機用的提升高度為 40—45 公尺。提升速度達 60—70 公尺/分。起重機的行駛速度等於 30—40 公尺/分；並且，起重機照例只在準備開始工作時行駛；在工作過程中，座門是保持不動的，載荷的水平移動是由改變臂梁(懸臂)的幅度或轉動起重機的迴轉部分來達到。

支承構架和行駛機構

起重機的支承金屬構架(座門或半座門)用桁梁或板梁製造(見‘起重機設備的金屬結構’一章)。

座門和半座門的總高度必須使起重機司機能良好地觀察裝載或卸載船舶的甲板，並且根據起重機操縱室地板離岸面的高度不小於 10 公尺的條件來確定。它的內面高度和寬度，如前所述，根據 OCT 6435 規定的建造界限來確定。支持座門(或半座門)水平構架(跨越結構)並安裝在車輪上的支承腿架(支架)之間的距離 b ，採用 5.5—6.5 公尺。在一個支架上的車輪數目在 1—4 個的範圍內選定(即起重機的總車輪數為 4—16 個)。為使車輪壓力分佈均勻起見，車輪成對裝在單獨的平衡輪架上，而平衡輪架則用鉸鏈關節和座門的金屬構架相連接(見圖1)；並且車輪做成雙側緣或單側緣的(如果起重機道軌和位在碼頭裝卸地段範圍內的鐵道軌相交)。在一個車輪上的許用壓力通常限制為 12—15 噸，只有在例外的情況下——當用增高強度和剛性的起重機道軌時——才提高至 20 噸。

當按照所做的工作的特性，門式起重機必須從一

條路線過渡到另一條路線時(例如,當做船塢、造船廠等的操作時),在這種情形中,它的行走輪架是做成可以對立軸旋轉的。在過渡時,起重機的座門用舉重器舉起少許,並將行走輪架迴轉 90° 而安在橫向的軌道上;由於行走輪架的重複轉彎,起重機即可準備沿鄰近的縱向軌道運動。

在座門或半座門上的迴轉部分,其旋轉中心線的位置要這樣選擇,使得臂樑的幅度更能充分利用。同時考慮到這一選擇將決定在支承金屬構架的跨越結構上的載荷和在車輪上的壓力的大小。在其他條件相同的情況下,壓力的不均勻程度和座門的跨距成反比。所以,在單線門式起重機中,迴轉部分對起重機道軌中心線具有對稱的位置是合適的;但在半門式起重機則相反,最好是將轉動中心線向外側(靠近碼頭的一邊)移動一些,這樣可以減小跨距結構內側支架的壓力並降低固定着起重機道軌的高架和廠房牆壁所受的載荷。

支架所受的最大總壓力可以比較下列兩種情形的計算以求得:a)當風向和起重機道軌中心線重合,而起重機臂樑沿着軌道中心線和與它成若干角度安置時; b)當風向垂直於軌道中心線,而臂樑和軌道正交和與它成若干中間角度安置時。然後根據支架受的最大壓力和起重機道軌受強度條件限制的最大車輪壓力,計算必需的車輪數目。

座門和半座門的行駛機構或是直接裝設在行走輪架上(見圖1),或是裝在和支承腿架相連的水平樑上,或是類似高架式起重機及運載橋安置集中傳動的方法(參看本章第8頁‘運載橋’)而裝在座門的構架上。在上述第一種裝置方式中,扭矩自電動機經過減速器和圓柱齒輪傳動系統傳至主動車輪的環齒輪;在第二種裝置方式中,傳動機構多裝一根水平傳動軸,由減速器使之轉動,並經由它用一對錐齒輪驅動主動車輪;第三種裝置方式是最複雜的,由裝在座門構架(跨越結構)上的電動機驅動,除了水平傳動軸以外,還有裝置在起重機支承腿架上的中間垂直軸,和本章第11頁圖19所示者相似。

選擇主動輪的數目和位置的條件是要使在起動時不致打滑,並且在主動輪和道軌之間的附着力應不小於由下式算得的數值

$$N_{np}\mu_0 = W_k + W_s + W_{in} \text{ 公斤, } (1)$$

式中 N_{np} ——起重機的附着重量(即作用於主動輪上的壓力); W_k ——由車輪內的摩擦引起的運動阻力(計算在車輪軸樞處的摩擦阻力,不受附着力大小的影響); W_{in} ——起重機的慣性力; W_s ——由風力產生的

運動阻力; $\mu_0 = 0.2$ ——附着係數。同時必須使得,當起重機的臂樑在任何位置以及受任何方向的風力時(當它們改變時 N_{np} 和 W_s 亦因之而改變)都能保持下面的關係

$$N_{np} = N_{k0} \frac{(r\mu + f)C}{(R\mu_0 - f)C}, (2)$$

式中 N_{k0} ——從動輪上的壓力; R ——車輪半徑; r ——車輪軸樞的半徑; f ——車輪對道軌的滾動摩擦係數; μ ——在車輪軸樞的滑動摩擦係數; C ——由車輪側緣對道軌頂部摩擦所產生的運動阻力的係數,當車輪安裝在滑動軸承上時,取為 $1.5 \sim 2$; 當車輪安裝在滾珠軸承或滾柱軸承上時,則取為 $3.5 \sim 4$ 。同樣,在計算單邊的傳動(主動輪安置在起重機軌道的一條線上)時,必須考慮由風的阻力 W_s 和從動輪運動阻力 W_x 所產生力的額外力矩

$$M = W_x R + W_s f \text{ 公斤·公分, } (3)$$

這力矩和軌距 B 有關,可引起起重機對軌道中心線的歪斜,造成支承金屬構架的額外載荷並使在車輪處發生額外的水平作用力。

行駛機構裝有電磁鐵制動器。除此以外,座門還裝有軌道鉗或別種式樣的防爬裝置,以防止起重機在受到暴風時發生爬行(參看第14頁)。

起重機機構的電動機用的電能,經由柔性電纜供給。根據起重機運動方向的不同,電纜或是繞上固定在座門腿架的滾筒,或是從滾筒繞出(在電纜繞上滾筒時,滾筒由於懸掛對重或彈簧的作用而自行轉動)。半座門式起重機也應用導電滑輪供電。

轉台和旋轉機構

門式起重機和半門式起重機旋轉部分的轉台用滾輪支承着,滾輪在固定於起重機支承結構的上水平構架的環座上滾動。這環座是用標準鐵軌或鋼條製造。在後一情形中,為了防備發生橫向滑動和保證滾輪更好的對正中心起見,滾輪的周緣做成圓錐狀,其錐頂角 α 可由下式計算

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{2R_{cp}}{a}, (4)$$

式中 a ——滾輪直徑; R_{cp} ——軌道環座的平均半徑。

轉台裝有中央軸樞,軸樞固定在座門上並承受側向作用力 \ominus 。軸樞做成中空的以便電纜通過。電纜供電

● 見原著第905頁。

至旋轉部分的環狀集電器。

轉台的平衡通常是由於軸向載荷使中央軸樞不受載荷作用來保證的，並且是由於採用足夠大的滾圓(環座)而達到的。

當轉台用一整週滾輪安放在環座上時，爲了得到穩定平衡起見，必須使所有力的合力 R 落在半徑 z 的核心圓之內(以起重機迴轉部分的轉動中心爲圓心)。

當環座平均直徑爲 D_{cp} 和支承滾輪最大載荷爲 q_{max} 時，核心半徑 z 可按第二十五章中的公式(12)、(13)、(14)來計算。如果轉台用非整週的滾輪安放在環座上時(圖2)，那末，穩定平衡的條件就可以如同安放在各別固定的支承滾輪上的起重機迴轉部分那樣計算[第二十五章的公式(8)、(9)和(10)]，而認爲翻倒邊緣通過環座環圓弧的重心。在後一情形中，支承滾輪受的最大載荷等於

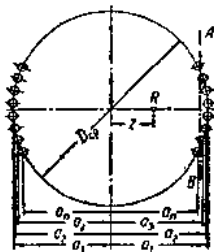


圖2 門式或半門式起重機的轉台用非整週的滾輪安放在環座上時的計算簡圖。

$$q_{max} = \frac{R \cdot z \cdot \alpha}{4(\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2 + \dots + \alpha_n^2)} + \frac{R}{z} \text{ 公斤, (5)}$$

式中 z ——裝在支承圓弧範圍內的滾輪數目。

起重機旋轉部分的旋轉機構安裝在轉台上(圖3)，它包括有電動機1、彈性聯軸器2、制動器3(帶有輔助的手操縱的電磁鐵式制動器或手動制動器)、減速器4、一對或兩對做式圓柱齒輪和驅動垂直主動軸的圓錐齒輪5。在起重機的支承結構(座門或半座門)上裝設環齒輪或銷子環齒輪(圖4)，用它來和主動軸的小齒輪啮接。這小齒輪在工作時繞着固定的環齒輪旋轉，因而使起重機的轉動部分繞垂直中心線旋轉。在

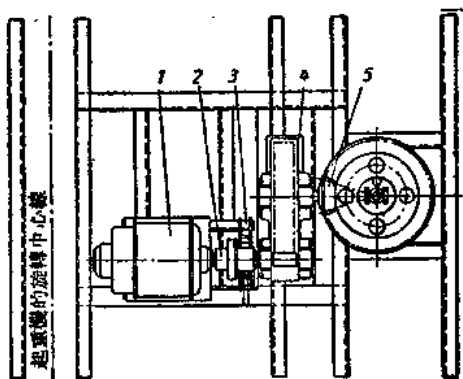


圖3 起重機旋轉部分的旋轉機構。

旋轉機構的機動系統中，必須裝有摩擦離合器以防止意外的過載。

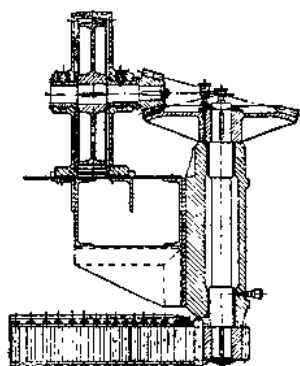


圖4 固定的環齒輪和旋轉機構的主動齒輪。

起重機構

門式或半門式起重機的起重機構安裝在轉台上，用普通的單滾筒或雙滾筒絞車結構(圖5)，沒有特殊的特徵。

在吊鉤式起重機的絞車，通常可以使物品自由降落；而絞車本身除了有起重用的電磁鐵制動器(通常是‘閉式’的)之外，還裝設落重制動器(通常是‘啓式’的)和離心制動器；前者裝在中間傳動軸或起重滾筒的軸上，後者則裝在第一根傳動軸(主動軸)上；當超過規定的落重速度時，即自動發生制動作用。

臂樑(懸臂)與變幅度機構

[臂樑] 新式的門式和半門式起重機照例是具有平穩擺動的臂樑——帶有輔助滑車的直臂樑或帶有旋轉架樑(尾樑)的鉸接式臂樑。後一種臂樑的突樑或用牽索(柔性連接，如圖6所示)或用金屬支架(刚性連接)和轉台構架連接。

這種臂樑結構保證在改變幅度時水平移動載荷，使起重機的生產率提高並且簡化和減輕起重機司機的工作。

在具有帶輔助滑車的直臂樑的起重機中，在改變幅度時，載荷的水平移動是由於利用輔助滑車(補償滑車)相應地改變起重繩索的自由長度而得到的。輔助滑車安裝在升降機構滾筒和末端臂樑滑輪之間。在具有鉸接式臂樑的起重機中，在改變幅度時載荷的水平移動是由於相應地改變尾樑對臂樑的位置而得到的。

● 銷子環齒輪是以銷子作爲輪齒的環齒輪(圖4)。

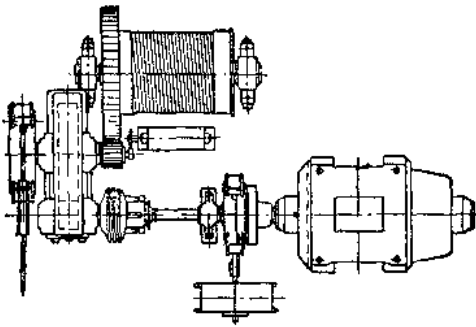


圖 5 用單滾筒絞車的起重機構。

帶有輔助補償滑車的起重機，其臂樑結構比較簡單，但卻增加了起重繩索的磨損並使它的自由長度太大，會引起載荷動盪不定。在重量較小的物件物品懸掛在繩索的一根支線上的工作情形中，用這種結構方式最為簡單；在起重能力較大的挖斗式或吊鉤式起重機中（用起重滑車吊架），這種結構方式比較複雜。用鉸接式臂樑的起重機就沒有上述的缺點，但是它的臂樑在旋轉時由於載荷懸掛在鉸鏈的突梁（尾梁）上而受慣性力的扭轉作用。因此，必須提高結構的剛性。

臂樑本身重量的平衡，可應用活動的對重（即通常所謂擺動對重）來保持。對重的幅度根據臂樑幅度的改變而改變。

對重或是直接固定在臂樑上（在應用輔助補償滑車的起重機中），或者利用槓桿和臂樑相連接（在應用鉸接式臂樑的起重機中），它的布置要盡可能使得不僅是臂樑而且連起重機的整個旋轉部分都得到平衡（在這種情形中，用來使起重機支承旋轉裝置的滾輪壓力在各種臂樑幅度下分佈得更為均勻的附加對重就沒有必要了）。上述的兩種要求可以由於合適地選擇對重的最小和最大幅度值來獲得，但最大幅度值是受規定的起重機尺碼所限制的。

起重機臂樑的主要參數應該按這樣的條件選擇：使在最大幅度到最小幅度的範圍內改變幅度時，物品移動的軌跡盡可能接近一根水平的直線。

爲了這一目的，在用輔助補償滑車的起重機中（圖 7），其起重繩索繞過滑車的滑輪 A 和 B 而引到絞車的滾筒。

當臂樑從位置 OA 過渡到位置 OA' 時，其末端滑輪向上移動 Δh 距離，而輔助滑車的滑輪之間的距離則縮短 Δl = l - l'。當滑車繩索支線數目等於 z 時，因兩滑輪之移近而引起在滑車範圍內的起重繩索長度的減小量爲 Δl · z = z(l - l')，載荷的相應下降將補償滑輪 A 的垂直位移。若下式能成立

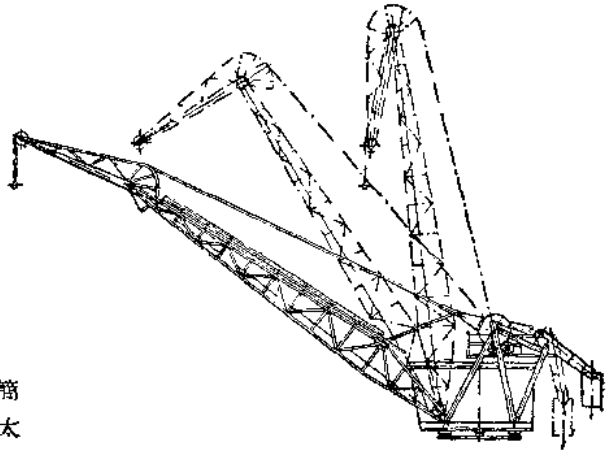


圖 6 用柔性連接的鉸接式臂樑。

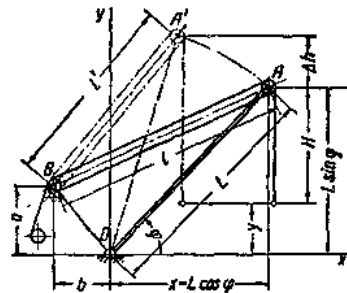


圖 7 用輔助補償滑車的擺動直臂樑的參數計算簡圖。

$$\Delta l z = z(l - l') = \Delta h \quad (6)$$

則載荷將水平移動。同時，在實際計算中，爲了減少起重繩索在繞過滑輪 A 和 B 時發生的磨損，通常限制補償滑車的繩索支線數目 $z_{min} = 3$ 。

設 φ —— 臂樑的傾斜角（變數）；S —— 起重繩索在滾筒至起重吊鉤一段的總長度（在幅度改變過程中保持定值），則（按圖 7 的符號）

$$x = L \cos \varphi; \quad (7)$$

$$y = L \sin \varphi - H = L \sin \varphi - S + z l; \quad (8)$$

$$y + S = L [\sin \varphi + z \sqrt{1 + k^2 + m^2 - 2(k \sin \varphi + m \cos \varphi)}] = LU, \quad (9)$$

式中 $k = \frac{a}{L}$ 和 $m = \frac{l}{L}$ 。

在改變臂樑幅度時，y 值若能保持不變，載荷即水平移動。要保持這一條件，必須

$$U = \frac{y + S}{L} = \sin \varphi$$

$$+ z \sqrt{1 + k^2 + m^2 - 2(k \sin \varphi + m \cos \varphi)} = \text{常數} \quad (10)$$

角 φ 增加時 sin φ 亦隨之增加。這樣，當相應地減小根式數值（正確地選擇參變數 k 和 m 以及增加 k sin φ

$-m \cos \varphi$ 值)時, 公式(10)即能成立。當所取用的 m 值越大時, 則這一值的增加越慢, 並且越是降低補償滑車的作用。因此, 應該取 $m \approx 0$ —— 盡可能將滑車的滑輪 B 的位置接近通過起重機臂樑轉動中心的垂直線。圖 8 所示是當 $\varepsilon = 3$ 和 $m = 0$ 時三種不同 k 值的載荷移動軌跡。當 $k = \frac{\alpha}{L} = 0.285$ 時, 對水平移動軌跡的偏差為最小。

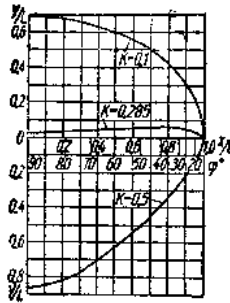


圖 8 在應用輔助補償滑車的起重機中, 在改變幅度時載荷的運動軌跡 ($m=0; \varepsilon=3$)。

在應用如圖 6 所示帶柔性連接(牽索)的鉸接式臂樑的起重機, 當幅度改變時, 載荷的水平移動是由於轉動受牽索支持的鉸接式突樑(尾樑)而得到。在這種結構就不需輔助補償滑車了。起重繩索繞過尾樑的滑輪 1, 在尾樑擺動(旋轉)軸樑上的滑輪 2, 而引到絞車的滾筒(圖 9)。

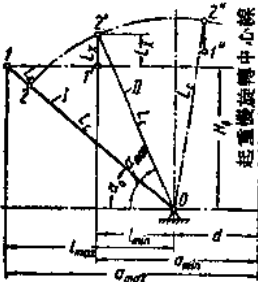


圖 9 用柔性連接的鉸接式臂樑的參數計算圖。(臂樑再向右偏時起重繩索由末端滑輪 1 向下降落)。

在這種情形下, 最大幅度 $l_{max} = a_{max} - d$ 和最小幅度 $l_{min} = a_{min} - d$ 由兩個極端位置——低位置 I 和高位置 II 所決定。在低位置 I 時, 臂樑 L_c 和尾樑 L_x 成一直線; 在高位置 II 時, 尾樑則在垂直位置(臂樑再向右偏時起重繩索由末端滑輪 1 向下降落)。

臂樑在最高位置時, 相當的角 α_{max} 值可由下式算得

$$\operatorname{tg} \alpha_{max} = \frac{l_{max}}{l_{min}} \left\{ \operatorname{tg} \alpha_0 + \frac{1}{2B} \left[1 - \left(\frac{l_{min}}{l_{max}} \right)^2 \right] \right\}, \quad (11)$$

當改變幅度時, 使滑輪在一定的水平 H_0 上水平移動所必需的臂樑、尾樑長度可用下式計算

$$L_c = \frac{l_{max}}{2} B \left[1 + \left(\frac{l_{min}}{l_{max}} \right)^2 \right] \text{公尺} \quad (12)$$

和
$$L_x = \frac{l_{max}}{2B} \left[1 - \left(\frac{l_{min}}{l_{max}} \right)^2 \right] \text{公尺}, \quad (13)$$

式中 $B = \operatorname{tg} \alpha_0 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_0}$ 。

同時, 為了減小臂樑受水平慣性力作用而發生的扭轉現象, 應盡可能用較小的尾樑長度 L_x 。在一定的 α_{max} , α_{min} 和 H_0 之下, 可以將臂樑轉動的水平軸擺放

在離起重機轉動中心線最大許用距離處, 減小 L_{max} 並相應地因

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{H_0}{L_{max}} \quad (14)$$

而增大角 α_0 以減小尾樑長度 L_x 。

已知 L_c 和 L_x 的數值, 即可作出保證載荷水平移動的尾樑曲線, 它的形狀由臂樑及尾樑的尺寸、牽索固定在轉台上的位置 和 起重繩索的方向 及 作用點所決定。

作尾樑的曲線可分為下述兩情形進行:

1) 當起重繩索的方向和臂樑軸線重合時, 為了在幅度改變時載荷能水平移動, 只須使尾樑的末端水平移動即可;

2) 當起重繩索的方向不和臂樑軸線重合時, 為了載荷能水平移動, 必須使吊鉤的吊架水平移動方可。

[在第一種情形中(圖 10)] 在圖上選定臂樑轉動中心 O 和尾樑牽索的固定點 O_2 ; 按比例作出臂樑和尾樑的最初位置, 並同時確定臂樑繞軸 O 的轉動角速度, 它的上端 α 的圓周速度用向量 $\vec{\alpha\alpha_1}$ 表示。

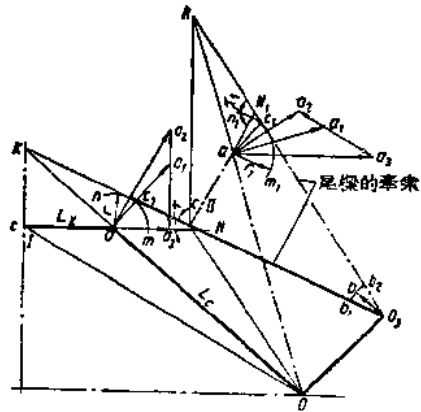


圖 10 用柔性連接的鉸接式臂樑在起重繩索方向和臂樑的軸線重合的情形下尾樑曲線的作法。

如果尾樑和臂樑連接固定, 那末, 它的端點 c 在臂樑轉動期間的速度和 α 點的速度成 $\frac{Oc}{O\alpha}$ 比例, 用向量 $\vec{\alpha\alpha_2}$ 表示, 其方向與直線 Oc 垂直; 點 α 的轉移速

● 因為 $\left(\frac{l_{min}}{l_{max}} \right)^2$ 的數值在實際計算中比 1 小很多, 所以在用公式 (11), (12), (13) 時可以忽略不計。
 ● 作法由工程師庫德利雅夫采夫 (П.А.Кудрявцев) 倡議。
 ● 此處原書為 $\frac{Oc}{O\alpha}$, 可能有誤。——譯者
 ● 此處原書為 Oc , 可能有誤。——譯者
 ● 此處原書為 c , 可能有誤。——譯者

度以向量 \vec{aa}_1 表示，而 c 點對 a 點的相對旋轉速度則以向量 $\vec{a_1a_2}$ 表示。但事實上尾樑繞點 a 旋轉，其端部是水平移動的。通過向量 $\vec{aa_2}$ 的起點和終點作水平線 cN 和垂直於尾樑軸線的直線到它們的交點，即得出點 c 的有效速度(向量 $\vec{aa_3}$)和它的相對速度(向量 $\vec{a_2a_3}$)。

用牽索將尾樑的點 c 和起重機轉台的點 O_2 連接必須使：第一，點 c_1 的速度和點 c 的相對速度成 $\frac{c_1a}{ca}$ 比例 (c_1a 和 ca 為點 c_1 和點 c 至旋轉軸心 a 的距離)；第二，點 O_2 在牽索方向的速度投影等於點 c_1 在同一方向的速度投影；第三， c_1O_2 的方向和欲求的尾樑曲線相切。滿足上述各條件的點 c_1 可用圖解法來確定：它在引自尾樑旋轉中心 a 並平行於 OO_2 的直線與圓弧 $m-n$ (以半徑 $r = r_1 = ac \frac{O_2l}{a_2a_3}$ 作出)的交點處。

連接點 c_1 和 O_2 的直線為在該臂樑位置的牽索方向。

重複這作法，可得在幾個臂樑位置的牽索方向；然後，將這些方向以尾樑位置為基準表出之，連成一條曲線，即得尾樑曲線。如果在這時延長被搬運物品的重力作用方向，牽索方向和臂樑軸線，當曲線的作法是正確時，則這三者便交於點 k ；即證明各外力的合力經過臂樑的旋轉中心而改變臂樑幅度就不須任何的作用力(不計摩擦以及臂樑和尾樑的重量)。

[在第二種情形中(圖 11)] 選定臂樑繞軸 O 旋轉的角速度和假定尾樑牢固地連接於臂樑，確定尾樑的端點 c 的相對速度和絕對速度(如第一種情形那樣)。

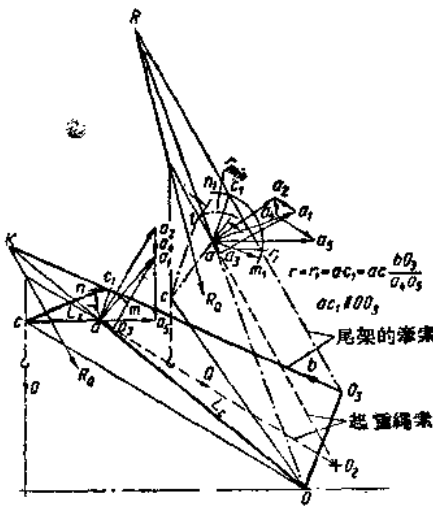


圖 11 用柔性連接的鉸接式臂樑在起重繩索方向和臂樑的軸線不重合時的尾樑曲線作法。

在這種情形中起重繩索不和臂樑軸線平行。因此，隨着幅度的改變，它將對尾樑移動，其速度等於點 a 向點 O_2 接近的速度，並以向量 $\vec{aa_3}$ 表示，此向量由臂樑上端速度向量 $\vec{aa_1}$ 的末端作垂直於起重繩索方向的直線來決定。這速度也就是尾樑末端離開水平方向的速度。

載荷水平移動的速度和尾樑端點 c 繞軸心 a 旋轉的相對速度如第一種情形決定之，但考慮尾樑末端的提升速度 $\vec{a_2a_4} = \vec{aa_3}$ 。為此，從速度向量 $\vec{aa_2}$ 的端點沿垂直方向向下作出速度向量 $\vec{a_2a_4}$ ，並從點 a_4 引一直線，垂直於尾樑的軸線並和通過速度向量 $\vec{aa_2}$ 始點的水平直線相交。這樣點 c 的真正相對轉動速度以向量 $\vec{a_4a_5}$ 表示，而載荷的水平移動速度則以向量 $\vec{aa_5}$ 表示。其次，和前面的情形一樣，找得點 c_1 ；點 c_1 和點 O_2 連接的直線即為牽索的方向。在各種不同臂樑位置以同樣作法求得的由切線族構成的曲線即為欲求的尾樑曲線。

然後，如果確定起重繩索拉力的合力 R_a 的方向，延長臂樑軸線交這合力的方向於點 k 並連接點 k 和點 O_2 ，當作法是正確時，則直線 kO_2 必和尾樑曲線相切(同時，所有作用於臂樑上的外力的合力通過轉動軸心 O_2 ，適合載荷水平移動的必需條件)。

在應用帶剛性連接的鉸接式臂樑的起重機，其臂樑機動圖和前面討論的情形有下面不同的地方：四連桿機構的所有連桿都是剛性的，其長度為一定，而且在改變幅度時尾樑的端點按雙葉曲線移動(圖 12, a)。

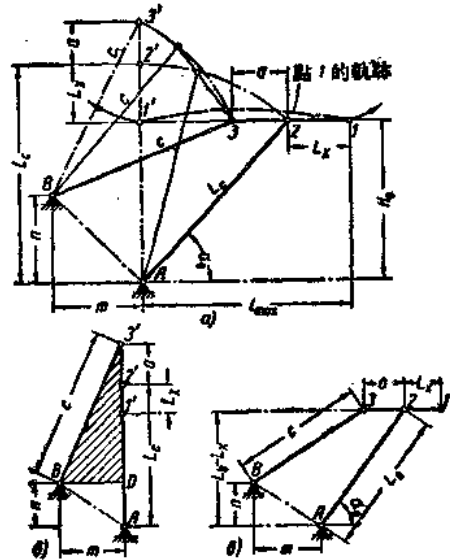


圖 12 用剛性連接的鉸接式臂樑的參數計算圖。

連桿尺寸的選擇要使得在兩極端臂樑位置（在右極端位置，尾樑在水平方向；在左極端位置，尾樑在垂直方向）時末端滑輪高度保持一樣。

如果已知（根據規定的起重機尺碼）最大幅度 l_{max} ，和他相當的臂樑傾斜角 α_0 以及末端滑輪水平移動的高度 H_0 ，則尾樑頭部長度 L_x 和臂樑長度 L_c 可由下式計算

$$L_x = l_{max} - H_0 \text{ctg} \alpha_0 \text{公尺}; \quad (15)$$

$$L_c = (l_{max} - L_x) \frac{1}{\text{cos} \alpha_0} = H_0 \text{csc} \alpha_0 \text{公尺}. \quad (16)$$

同樣，按規定的結構的尺寸 m 和 n ，可算得剛性拉桿的尺寸 c （圖12,δ）和尾樑的尾部尺寸 a （圖12,ε）：

$$c = \sqrt{m^2 + (L_c + a - n)^2} \text{公尺}; \quad (17)$$

$$a = m + \sqrt{L_x(2L_c - L_x)} - \sqrt{c^2 - (L_c - L_x - n)^2} \text{公尺}. \quad (18)$$

用公式(15)、(16)、(17)和(18)算得的臂樑幾何尺寸，僅在臂樑兩極端位置（當傾斜角為 α_0 和 $\alpha_{max} \approx 85^\circ$ ）時才能保持末端滑輪水平移動的水平高度為 H_0 。要驗算滑輪的中間位置以及它對水平路線的偏差，必須作出它的運動軌跡圖。

和用柔性連接的鉸接式臂樑的起重機一樣，現在研究的起重機的 L_x 也應該盡可能地減小。為了這一目的，可減小幅度 l_{max} 和盡可能加大臂樑旋轉軸線和起重機迴轉部分的旋轉軸線之間的距離。

門式和半門式起重機的變幅度機構有兩種型式：用螺桿和螺母的剛性機動系統，或用扇形齒輪的剛性機動系統 \ominus 。

在第一類機構（圖13）中，繞 O 軸轉動的臂樑用拉桿1和螺母2關節式連接；螺母沿螺桿4順着導軌3'和3''移動，螺桿4則由齒輪對5驅動而旋轉。

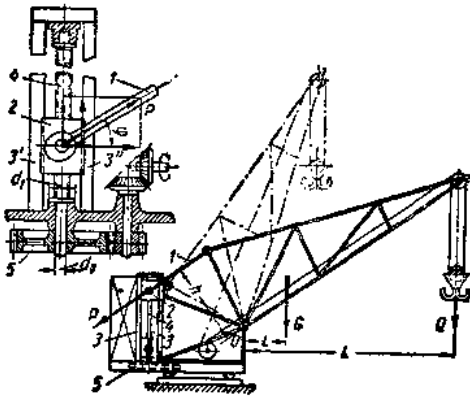


圖13 用螺桿和螺母的變幅度機構。

若忽略在敘鏈處的摩擦不計，則拉桿1傳給螺母2的作用力可以由作用於臂樑的所有各力對 O 點的力矩的平衡條件來求得：

$$P = \frac{QL + Gl}{h} \text{公斤}. \quad (19)$$

這一作用力可分解為兩個分力：沿螺桿軸線作用的 $P \sin \varphi$ ，其方向與前者垂直並使螺母在導軌上產生正壓力的 $P \cos \varphi$ 。

當螺母沿螺桿向下運動時（當提升臂樑時），發生的摩擦力為

$$F = \mu P \cos \varphi \text{公斤}, \quad (20)$$

式中 μ ——滑動摩擦係數。

沿螺桿作用的軸向力將為

$$P_0 = P(\sin \varphi + \mu \cos \varphi) \text{公斤}. \quad (21)$$

克服在螺母螺紋處的阻力所必需的螺桿扭力矩可用下式求得

$$M_B = P_0 \cdot \frac{d}{2} \text{tg}(\alpha + \rho) = P(\sin \varphi + \mu \cos \varphi) \frac{d}{2} \text{tg}(\alpha + \rho) \text{公斤公分}, \quad (22)$$

式中 α ——螺桿的導程角； ρ ——在螺紋處的摩擦角； d ——螺紋平均直徑。

克服在螺桿推力軸承處的摩擦所必需的力矩（推力軸承的摩擦係數為 μ_1 ，符號如圖13所示）等於

$$M_n = \frac{P_0}{3} (\sin \varphi + \mu \cos \varphi) \frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2} \text{公斤公分}. \quad (23)$$

轉動螺桿的總扭力矩為

$$M_0 = P(\sin \varphi + \mu \cos \varphi) \left[\text{tg}(\alpha + \rho) \frac{d}{2} + \frac{\mu_1}{3} \cdot \frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2} \right] \text{公斤公分} \quad (24)$$

又發動機的扭矩為（考慮傳動機構的效率和傳動比 i 在內）

$$M = \frac{QL + Gl}{hi\eta} (\sin \varphi + \mu \cos \varphi) \left[\text{tg}(\alpha + \rho) \frac{d}{2} + \frac{\mu_1}{3} \cdot \frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2} \right] \text{公斤公分}. \quad (25)$$

在各種不同的臂樑位置 M 值並不能保持不變。它的最大值通常是在幅度為最大的時候。

\ominus 在直臂樑的門式和半門式起重機，也應用類似行動式動臂起重機所用的變幅度機構。

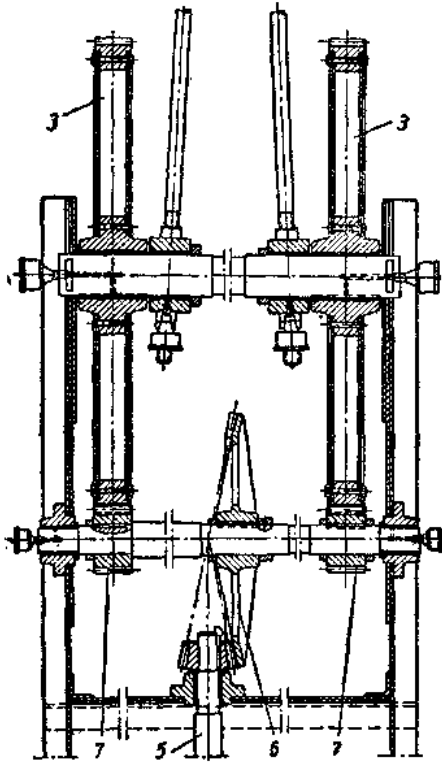
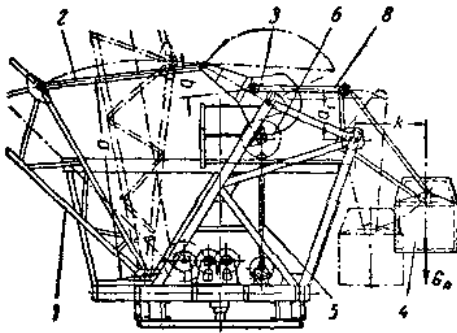


圖14 用扇形齒輪的雙幅度機構。

第二類機構(圖14)比用螺桿和螺母的機構應用較廣。繞軸O轉動的臂樑1是由這樣的結構來改變幅度:鉸接拉桿2和扇形齒輪3連接,而後者又和均衡臂

樑重量的擺動對重4相連。立軸5通過一對錐齒輪6和小齒輪7而使扇形齒輪轉動。

連接臂樑和扇形齒輪的拉桿2的作用力等於

$$U = \frac{M_A}{a} = \frac{G_c l_c + G_x l_x + P_c h_c}{a} \text{ 公斤,} \quad (26)$$

式中 M_A —臂樑的重力 G_c 、尾樑重力 G_x 和風壓的合力 P_c 對臂樑轉動軸心的力矩。

作用於拉桿8的力

$$Z = G_n \cdot \frac{k}{a_1} \text{ 公斤,} \quad (27)$$

式中 G_n —對重的重量。

因 U 和 Z 兩力的作用而在扇形齒輪產生的力矩可由下式求得

$$M_0 = M_A \frac{b}{a} - G_n \frac{k}{a_1} \text{ 公斤公分。} \quad (28)$$

根據 M_0 的最大值(可比較在各種不同臂樑位置下的計算而求得),扇形齒輪的角速度 ω 和傳動機構的效率,來計算發動機的功率。

同時, ω 的大小可按規定的改變幅度的平均速度 v_{cp} 計算。設 l_{max} 和 l_{min} —最大和最小幅度,又 α_{max} 和 α_{min} —其相當的臂樑傾斜角度,則改變幅度所需的時間為

$$t = \frac{l_{max} - l_{min}}{v} \text{ 秒,} \quad (29)$$

又扇形齒輪的角速度為

$$\omega_0 = \frac{\varphi}{t}, \quad (30)$$

式中 φ —在最小幅度改變至最大幅度時扇形齒輪的轉動角度。

當發動機的角速度為 $\omega_0(n_0)$ 時,傳動機構的傳動比用下式計算

$$i = \frac{\omega_0}{\omega} = \frac{n_0}{n}, \quad (31)$$

式中 n_0 —相當於角速度 ω_0 的每分鐘轉數。

門式起重機的特性列於表1。

運 載 橋

概 論

運載橋或橋式運載機(圖15和16)是一種起重機結構,用於冶金工廠的礦場,發電站的燃料倉庫、海港及河港的倉庫場地等處做轉運大量物品的工作。

每一運載橋包括有水平的橋架(跨越結構),支在

兩根支柱上——剛性的和撓性的,它們之間的距離通常不小於25~30公尺,而有時達到150~170公尺;橋架上有起重車或移動式旋臂起重機。在大跨度的運載橋中,爲了提高生產率和減少行車或起重機的來

● 當臂樑的變動系統不能使荷得到嚴格的水平移動時,計算力矩 M_A 必須考慮由載荷 Q 發生的額外力矩。

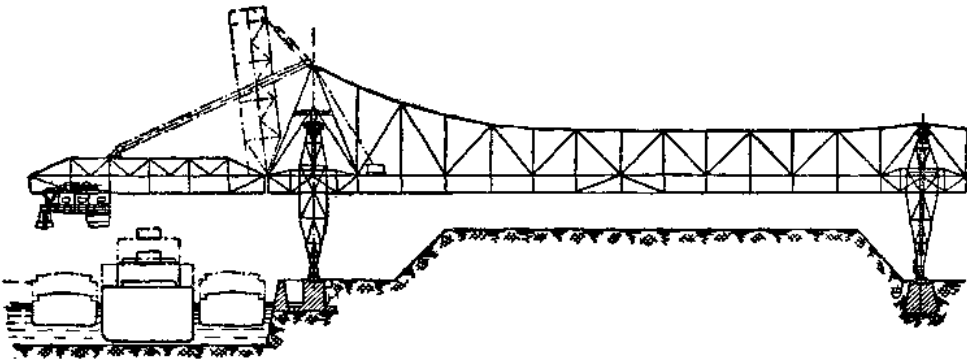


圖17 帶有升降懸樑的運載橋的簡圖。

回行走次數，必要時在跨越結構的構架上裝設帶式傳送機(圖15)。此外，在運載橋上還可裝設料斗和分配裝置，以便卸載至鐵道車輛、船舶、倉庫內部的運輸裝置等處。

按照運載橋的金屬構架的形狀，可分為無懸樑式、單懸樑式和雙懸樑式——帶有不能升降的懸樑(圖15和16)或可升降的懸樑(圖17)；後一種懸樑可向上升起以便輪船靠近碼頭。按照起重機構的型式，運載橋可以分為下列幾種：用普通起重行車的——行車在橋架的上弦或下弦走動(圖17)；用具有旋臂的起重行車的(圖16)；用單軌行車的——在一封閉的懸掛路線上走動；用旋臂起重機的(圖15)。按照攪具的型式，可分為用挖斗的以及用專為舉起和運移標準長度物品(壓延金屬、木材等)的特種攪具的運載橋。按照動力裝置的種類，運載橋可分為電傳動和蒸汽機或內燃機傳動的(只在特殊的情形——當具有旋臂起重機或很難得到電能時才採用)。

運載橋的起重能力通常不超過20~30噸，而由於起重速度和起重行車或旋轉起重機的行駛速度都很高，使其生產率很大，每小時可達幾百噸。

金屬結構

運載橋的跨越結構通常是用桁架安在移動的支柱而構成。

在沒有懸樑的橋架或懸樑長度很小的橋架，構架的上弦和下弦是做成平行的，以使結構簡單和製造標準化。同時主構架的高度用為跨度的 $\frac{1}{10}$ 至 $\frac{1}{15}$ ，而寬度則用為跨度的 $\frac{1}{12}$ 至 $\frac{1}{16}$ (如果起重行車或旋轉起重機沿着構架行動的軌距沒有預先規定這一比例的變化時)。在帶有長度很大的剛性懸樑的橋架，在懸樑方面在支柱以上的構架高度有時用為懸樑幅度的約 $\frac{1}{5}$ ；為了減輕重量起見，懸樑本身做成楔形。用於海港碼頭的運載

橋，其水面上的懸樑做成可升降的，用鉸鏈和主橋架的下弦或上弦連接。在現有各種結構中，最常用的橋架總長度 $L_{обш}$ 和跨度 L 的比值如下：在單懸樑的橋架， $L_{обш} \approx 1.4L$ ；在雙懸樑的橋架， $L_{обш} \approx 1.6L$ 。

運載橋跨越結構的支柱分為剛性的和撓性的兩種。剛性支柱是用剛性節頭或垂直的鉸鏈和橋架相連的空間結構。撓性支柱做成平面構架的形狀，用鉸鏈和主橋架連接。鉸鏈連接可使體系得到靜的固定性並補償橋架的溫度變形。

在個別情形中，例如必須同時將相鄰的幾艘船舶卸載時，採用特種結構(所謂斜列式運載橋，如圖18所示)；在這種結構中，當撓性支柱移動時，橋架便繞剛性支柱的垂直鉸鏈轉動，在平面上對原來正常位置兩方面偏轉的角度為 $10 \sim 15^\circ$ 。關於運載橋金屬構架更詳細的論述可見‘起重機設備的金屬結構’一章。

橋架的行駛機構

橋架的行駛機構必須能保證兩支柱的運動速度相等。任一支柱走前或落後都會引起跨越結構歪斜，在金屬構架的構件中產生額外的應力，增加運動的阻力並有發生事故的可能。因此，保持兩支柱得到嚴格的同步行動是行駛機構設計的基本必要條件。行駛機構可用下列的兩種基本結構：用剛性機械軸的結構和用所謂電軸的結構。

- 和運載橋在結構上類似的有高架起重機。這種起重機也是由水平跨越結構裝在兩支柱而成；並有起重行車；和運載橋不同的是它大多數用來做沉重的成件物品的裝卸工作，其特點是起重能力很大(達150噸)並且起重速度(4~10公尺/分)和起重行車的行駛速度(30~40公尺/分)較小。高架式起重機的橋架跨度用在25~30公尺範圍內，而起重高度通常不超過4~10公尺，僅在特殊情形下才達15~16公尺。

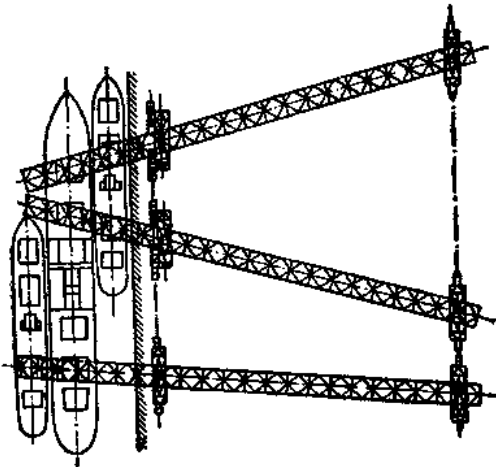


圖18 斜列式運載橋跨越結構的裝置圖。

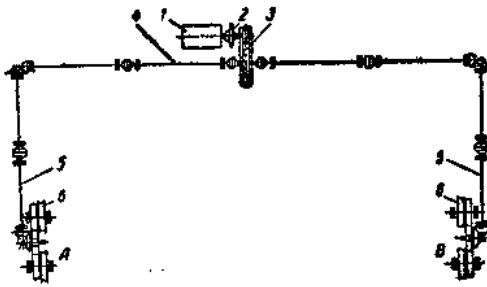


圖19 用單馬達傳動(中央的)的運載橋行駛機構圖：
1—電動機；2—制動器；3—減速器；4和5—傳動軸；6—車輪。

在第一種結構中(圖19)，電動機通過水平軸和垂直軸驅動支柱的行走輪架的主動車輪。水平軸和垂直軸之間用錐齒輪系相連。同時，電動機安裝在橋架上的位置要使得水平傳動軸的右半和左半因受各種不同大小的扭矩 M_A 和 M_B 所生的扭轉角度的差值為最小。

力矩 M_A 和 M_B 不是保持不變的，它和克服支柱 A 和 B 的運動阻力所必需的曳引力 U_A 和 U_B 成正比。其值按相當的 U_A 和 U_B 而在最小至最大之間變化。 U_A 和 U_B 則根據起重行車或旋轉起重機在橋架上的位置、橋架的懸樑的升起位置和風力作用於起重行車(或起重機)和橋架的位置而定。行駛機構的每一支柱的齒輪傳動應按相當於 U_{Amax} 和 U_{Bmax} 的最大 M_A 和 M_B 值計算。

裝置在撓性支柱上的垂直傳動軸必須能適應支柱的彈性變形。為此，垂直軸和水平軸的交點放置在撓性支柱上鉸鏈的軸線上；如果這一條件不能達到，則垂直軸須具有裝置容許軸向位移的聯軸器的空間接頭。

這種中央傳動系統在小跨度的運載橋中工作是可

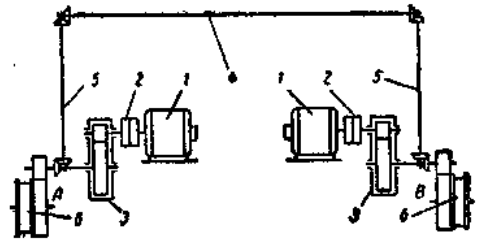


圖20 用單獨傳動的運載橋行駛機構和均衡軸系統的簡圖：

1—電動機；2—制動器；3—減速器；
4和5—均衡軸；6—車輪。

靠的；但不用於長度很大的橋架，因為很沉重的水平軸（水平軸按總傳送功率計算，其橫截面很大）、很沉重的減速箱和電動機大大增加了跨越結構的載荷。通常在大跨度的運載橋中，各支柱是用單獨傳動。在這種情形下，為保證安裝在兩支柱上的兩電動機得到相同的角速度，應用由垂直軸、水平軸和齒輪構成的系統(圖20)。在這時只是當轉動力矩因兩支柱的阻力不同而可能有差異時，才須考慮電動機、軸和齒輪的均整問題。若 $N_A = N_B$ ——單獨傳動的電動機的功率， N_{Amax} 和 N_{Bmax} ——移動支柱 A 和 B 所需的、並按最大曳引力 U_{Amax} 和 U_{Bmax} 決定的最大功率，則通過均衡軸系統傳送的功率為

$$N'_0 = N_{Amax} - N_A \quad (32a)$$

$$\text{或} \quad N'_0 = N_{Bmax} - N_B, \quad (32b)$$

運功率是額外消耗於驅動落後的支架的。如同應用中央傳動系統一樣，這種各別傳動系統在橋架歪斜行動時不可能將支柱均整。

在第二種結構中(用所謂電軸)，各別傳動的電動機用電的連接來得到同步轉動。這種電連接方法比較上述的機械同步方法有肯定的優點。在機械同步方法中，要消除歪斜現象(例如其中一個支柱的車輪發生滑移時)就須使走前的支柱脫離傳動系統或均衡系統。同時，對電軸系統來說也應考慮它的結構複雜和價格昂貴，並且不能保證防止在制動過程中發生的歪斜(特別是當被搬運的載荷對起重機軌道的中心線不對稱擺置時)，當電軸脫離時其均整作用就不能生效。

運載橋的每一支柱裝置在行走輪架上，行車沿着單線的(單軌的)、雙線的(雙軌的)或四線的(四軌的)道路行走；只是在用於平面為弧形或圓形的倉庫的種類運載橋結構，才有一個支柱是固定不動的而另一個支柱則沿着圓形軌道移動。在一個車輪上的許用壓力通常不超過 25~35 噸。在單線道路上行動的運載橋，

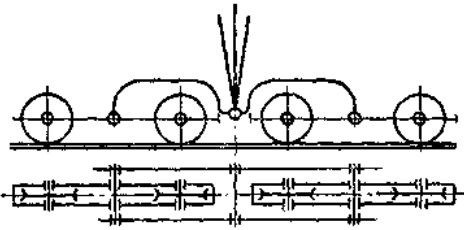


圖21 在單線道路上運動的運載橋的支柱輪架簡圖。

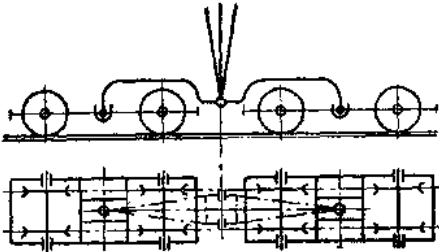


圖22 在雙線道路上運動的運載橋的支柱輪架簡圖。

每個支柱的總車輪數照例不用多於四個。在雙線或四線道路上行動的，其車輪數多用一些。在第一種情形中，車輪成對地用均衡系統連接於輪架上(圖 21)。在第二種情形中，車輪連接於帶有球關節的四輪均衡輪架上，以保證載荷均勻分佈(圖 22)。

每一支柱所必需的车輪數目根據橋架和起重行車(或起重機)的重量、慣性力和風力對支柱產生的最大壓力來選擇(在計算時考慮行車移至極端位置，可升降的懸樑向上升起)。傳動輪(主動輪)的數目通常取為總車輪數的一半；同時，為了防止滑移現象，必須滿足下列的不等式

$$R_A \mu_1 > u_{Amax} \quad (33a)$$

$$\text{和} \quad R_B \mu_1 > u_{Bmax} \quad (33b)$$

式中 R_A 和 R_B ——在主動輪的壓力； μ_1 ——車輪與軌道的附着係數； u_{Amax} 和 u_{Bmax} ——移動支柱 A 和 B 所必需的曳引力的最大值。

運載橋行駛機構的發動機功率的計算如同橋式起重機行駛機構一樣，但必須計算風力的作用。考慮可能有的歪斜、車輪側緣的摩擦、起重機道軌的不平坦和障礙等的係數 C ，在應用滑動軸承的情形中，用為 1.6；在應用滾動軸承的情形中，用為 3.2。

懸樑的升降機構

帶有可升降懸樑的運載橋裝有特殊的懸樑升降機構。每一個這樣的機構通常由帶有均衡滑輪的滑車和裝在橋架上的雙滾筒絞車構成。懸樑在水平位置(工作

位置)時由拉桿支持，不使滑車負載。隨着懸樑升起拉桿即繞末端和中間鉸鏈轉動而摺疊起來。懸樑在極端位置時由自動作用的抓爪(或吊鉤)支持(也是為了使滑車不受載荷)。為了使絞車軸上的扭矩當滑車繩索的張力在懸樑升起或降落期間發生變化時保持相對不變，滾筒有時做成圓錐形。圓錐滾筒的小半徑 r_1 根據結構來選定；大半徑 r_2 則用下式求得

$$r_1 S_{max} = r_2 S_{min} \quad (34)$$

式中 S_{max} ——懸樑在最低位置的最大繩索張力， S_{min} ——懸樑在最高位置的最小繩索張力。滾筒圓錐的長度可由下式決定

$$l = \frac{L}{2\pi r_{cp}} s = \frac{\Delta l_n n}{\pi(r_1 + r_2)} s \quad (35)$$

式中 L ——繞在滾筒上的繩索長度； r_{cp} ——滾筒平均半徑； s ——在滾筒上放置繩索用的螺旋槽的節距； Δl_n ——當懸樑從最低位置升至最高位置時滑車的末端滑輪移近的距離； n ——滑車的機械利益(速比)。

懸樑升降機構的計算和起重機臂樑的變幅度機構的計算(參看第 3 頁)相同。

旋轉起重機和起重行車

運載橋裝有旋臂起重機或起重行車。

旋臂起重機帶有挖斗或電磁鐵，在橋架跨越結構的上弦行走。這種起重機和‘鐵道移動式旋臂起重機’(見‘移動式旋臂起重機’一章，原書第 917 頁)的結構類似，但和它不同的是起重速度(達 50 公尺/分)，旋轉速度(達 2.5 轉/分)和行駛速度(達 100 公尺/分)都很大，以保證在相當大的提升高度和運移長度下得到很大的生產率。

在現有運載橋結構中，最常用的是電磁鐵的(圖 23)和挖斗的(圖 24)起重行車，這類行車通常沿主橋架的下弦行走。起重行車的重量較旋臂起重機者為小，因此可以降低橋架金屬構架的重量；除此以外，因為它的界限高度較小(和起重機比較)，使橋架受風力作用時的穩定性提高。帶有旋臂的起重行車(圖 25)應用很少，這種行車保持有旋臂起重機的優點(無須移動橋架即可在較大的面積上工作)，並且比它更為有利的是升起載荷操作所費時間較少(因為在水平移動時無須將載荷舉起高於橋架的跨越結構)，但是卻使橋架的金屬構架加重。

普通的運載橋起重行車的機動系統和橋式起重機的起重行車的機動系統相似。但因其行動速度很大(達 300~320 公尺/分)，它的結構有一些改變。當行動速度

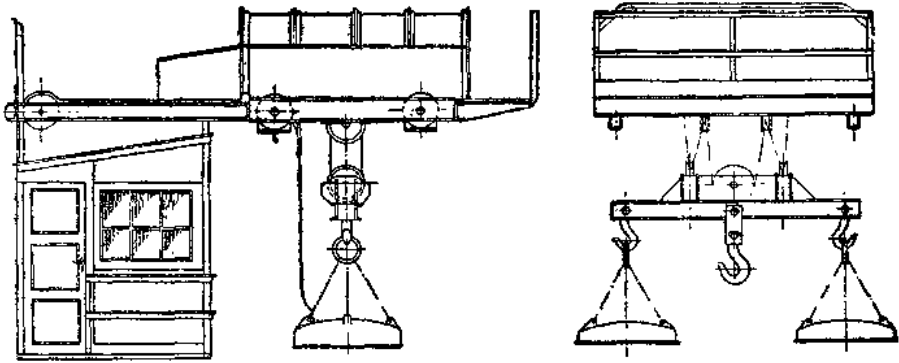


圖23 帶電磁鐵的運載橋起重行車。

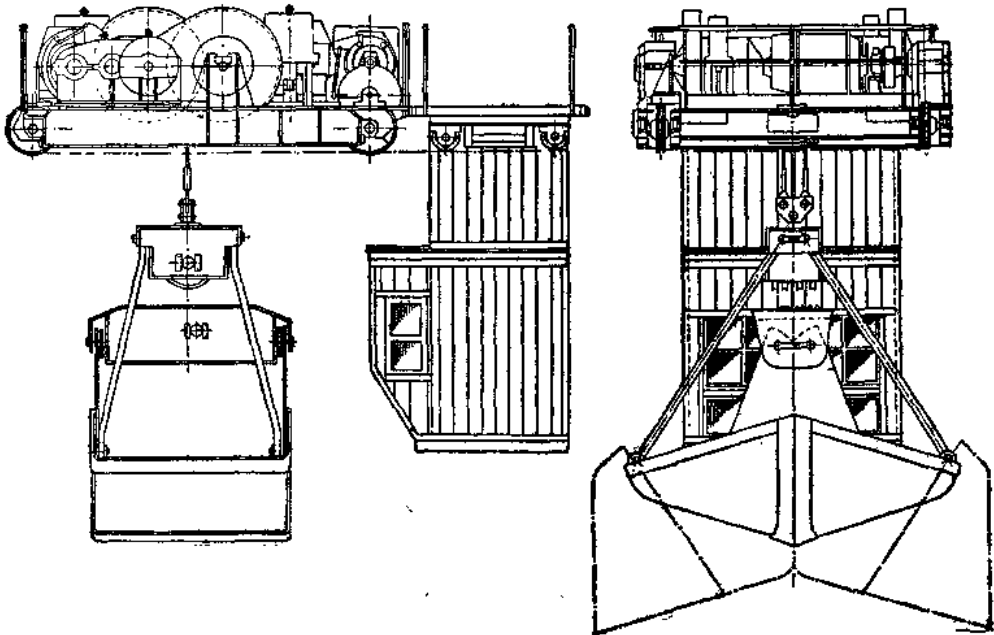


圖24 帶渣斗的運載橋起重行車。

超過 150公尺/分時，爲了緩和動力衝擊，行車的車輪軸通常用單個的或成對的圓柱彈簧支持着；又爲了保證得到最大的附着力起見，所有車輪照例都是主動的。因爲主動軸用彈簧支持，它就可能對車架相對移動，所以爲了保持和行駛機構正確啮接起見，應將車架裝在轉台上。這轉台有三個支點（兩個在車輪軸上，一個在車架上），可以允許對輪軸轉動若干角度而不破壞啮接的正確性。

帶旋臂的起重行車是一種臂樑幅度不變（3~6公尺）的移動式旋轉起重機，按照立柱式起重機或轉台式起重機的式樣製造（見‘旋轉起重機’一章，原書第881頁）。在第一種型式的行車，其起重機構和臂樑旋轉機構安裝在懸於中央立柱的旋轉框架上；而立柱則固定

在帶有行駛機構的行車車架上。在第二種型式的行車中，帶有升降機構和旋轉機構的旋轉框架用滾輪安裝在環形軌道上，而環形軌道則裝在行車車架上。行車的旋轉臂樑的轉動速度可達 3轉/分。

起重行車的機構和橋架的行駛機構在司機室操縱。司機室懸掛於行車車架下面或連接在車架的側旁而用獨立的车輪行動。

起重行車的行動速度很大時就要提高對工作安全的要求。爲了這一目的，在行車或橋架的末端裝置有各種減振裝置（緩衝器）——彈簧式、液壓式、彈簧摩擦式或摩擦液壓式，可吸收行車和載荷的動能。彈簧式緩衝器在結構上比較簡單，但其對運動的阻力是變化的——在衝擊開始時最小，在終了時最大。所以它能吸收的衝

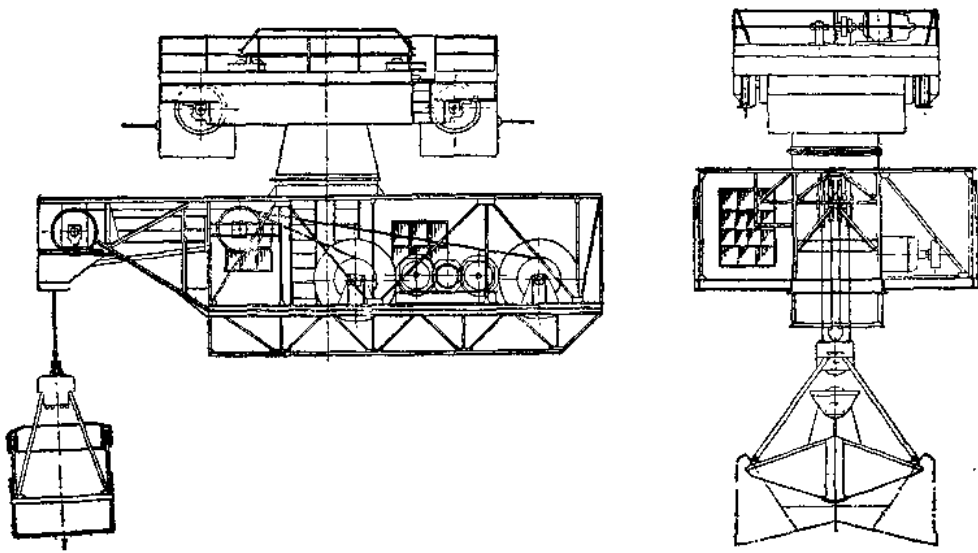


圖25 帶旋臂的運載橋起重行車。

擊能比起在行車運動的整個減速路程中的阻力不變時要小一半。在這一方面比較成功的是液壓力緩衝器，它的緩衝媒質是液體；當移動活塞時，液體便從一個腔室流到另一腔室（沿着汽缸壁上的槽流動）。正確選擇槽的截面便可保證在活塞行程全長上的運動阻力近於完全不變。在某些緩衝器結構中，額外應用特殊的摩擦裝置的摩擦功來吸收運動質量的動能。

在規定移動長度為 L_0 的運載橋起重行車或旋轉起重機，其根據主動輪不發生滑移的條件來選擇的運動速度，可由下式計算

$$v_0 = (0.5 \sim 0.6) \sqrt{L_0 j_0} \text{ 公尺/秒}, \quad (36)$$

式中 j_0 ——最大可能的加速度（或減速度），當行車（或起重機）的主動輪數為總車輪數之半時，取為 0.4 公尺/秒²；當所有車輪都是主動輪時，則取為 1.1 公尺/秒²。

最大的起重速度由下式決定

$$v_n = \sqrt{H j_n} \text{ 公尺/秒}, \quad (37)$$

式中 H ——起重高度， $j_n \approx 1.0$ 公尺/秒²——最大許用加速度。

實際上在運載橋的挖斗式行車和挖斗式起重機中，為了減少挖斗的動力載荷和防止被運送的物品壓碎過甚，起重速度限制在 50~70 公尺/分以內。

防爬裝置

運載橋的迎風面積很大，有時風壓所達到的程度竟使被制動了的行走輪架的車輪和起重機道軌之間的摩擦力不足以防止因風力而發生爬行現象。

最大的風壓（所謂運載橋不工作狀態的風力載荷）達 $q_{\max} = 240 \sim 275$ 公斤/公尺²。在風壓 $q > 20$ 公斤/公尺² 時，運載橋就難於工作；當壓力 $q \geq 40 \sim 50$ 公斤/公尺² 時（所謂最大的工作風力載荷），工作就有危險。因此，為防止運載橋發生事故起見，裝有安全防爬裝置。這種裝置通常是和行駛機構相聯鎖的。

在很多防爬裝置的結構中，以圖 26 所示的，軌道鉗使用最廣。每一軌道鉗包括有兩個帶有鉗口 2 的槓桿 1，鉗口由彈簧 3 開啓並由楔 4 關閉；楔 4 和繞於絞車滾筒上的繩索 5 相連。在橋架行動時，楔 4 在最高位置，彈簧 3 便使槓桿 1 的鉗口脫離起重機道軌。在橋架停止和開動絞車使繩索下降時，繩索 5 即開始從滾筒繞出而放下楔 4，以克服彈簧 3 的作用並使槓桿 1 繞軸 0 轉動，壓迫鉗口 2 以夾緊軌道。

軌道鉗根據最大的風壓並考慮運載橋的運動阻力和裝在傳動機構上的制動器的作用來計算。當最大風壓為 $P_0 = F q_{\max}$ ，運載橋的軌道鉗按其吸收的動能計算

$$Z = \frac{F \cdot q_{\max}}{1000} = \left[(R_x + R_{np}) f_0 + \frac{2M_T}{D} \right] \text{ 噸}, \quad (38)$$

式中 F ——橋架迎風面積（公尺²）； R_x ——作用在行走輪架的從動輪上的載荷（噸）； R_{np} ——作用在行走輪架主動輪上的載荷（噸）； f_0 ——運動阻力係數； D ——車輪直徑（公尺）； M_T ——作用在車輪軸樞上的制動力矩。 q_{\max} 值可參看上面所述。

設一個軌道鉗要能夠承受風力 Z ，則每一鉗口壓在道軌上的壓力可由下式計算

$$K = \frac{Z}{2\mu} \text{ 噸}, \quad (39)$$

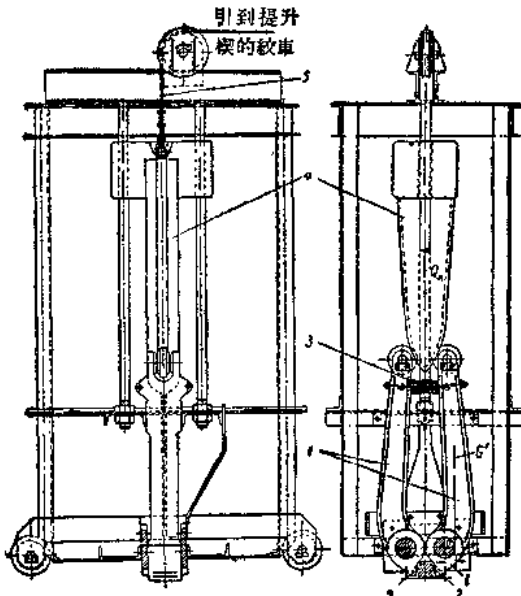


圖26 用下降楔的防爬的軌道鉗。

式中 $\mu' = 0.15 \sim 0.18$ —— 鉗口對道軌的摩擦係數。

在提起楔4時，彈簧3張開鉗口的作用力為

$$T = \frac{G'l}{b} \varphi \text{噸}, \quad (40)$$

式中 G' —— 楔桿重量； l —— 自轉動中心 O 至槓桿重心之間的距離； b —— 自槓桿轉動中心至彈簧中心線的距離； $\varphi = 2 \sim 2.5$ —— 安全係數。

楔4必須壓在槓桿上的力為

$$P = \frac{k \cdot c}{a} \text{噸}, \quad (41)$$

式中 c —— 自槓桿轉動中心至力 k 的作用點的距離， a —— 自同一轉動中心至力 P 作用點的距離。

楔4的重量可由下式求得

$$Q_k = [2P \operatorname{tg}(\alpha + \beta) + T\mu'] \varphi' \text{噸}, \quad (42)$$

式中 $\alpha \approx 6^\circ$ —— 楔角； β —— 楔在槓桿1的滾輪6上的滑動摩擦角； $\mu' = 0.08$ —— 楔沿滾輪運動的摩擦係數； $\varphi' = 1.2$ —— 安全係數。表2列舉運載橋的特性。

表2 蘇聯本國工廠製造的運載橋的特性
(符號意義見圖16)

主要參數	製造廠家					
	基洛夫工廠			СКМЗ	НКМЗ	УЗТМ
	結構的類別					
	A	B	B	A	A	A
起重能力(噸)	15.0	12.5	12.5	30.0	25.0	25.0
擡重機構(擡具)	—	—	挖斗	—	—	—
橋架跨度 L (公尺)	66.0	80.0	80.0	76.2	76.2	76.2
橋的基距(橋架支柱基距)(公尺)	14.5	19.6	11.0	—	16.6	20.0
工作範圍長度 L_0 (公尺)	135.7	150.0	117.9	—	116.85	125.2
懸樑數目	2	2	2	2	2	2
懸樑長度 $\frac{L_1}{L_2}$ (公尺)	15.0/12.5	38.75/27.0	6.1/12.2	28.0/33.0	21.85/34.48	33.4/40.0
擡具離起重機道軌頂面的最大起重高度 H_1 (公尺)	9.0	12.0	20.1	16.8	8.0	30.0
支柱的總車輪數	16	32	16	32	32	32
支柱的主動輪數	8	16	8	16	—	—
車輪的最大壓力(噸)	大約17.5	44	45.0	—	22	40.0
起重速度(公尺/分)	29.0	60.0	34.0	65.0	55.0	70.0
起重行車(或旋轉起重機)的行駛速度(公尺/分)	145.0	200.0	51.0	240.0	200.0	235.0
橋架行駛速度(公尺/分)	15.0	15.0	11.0	30.0	20.0	20.0
旋轉起重機(或旋轉擡具)的轉動速度(轉/分)	—	2.0	1.5	—	—	—
懸樑升至最高位置所需時間(分)	—	6.0	—	—	—	—
起重行車(或旋轉起重機)的重量(噸)	大約25	88	—	—	—	110
運載橋的總重量(噸)	大約225	860	550.0	—	680.0	860.0

① A類——具有固定懸樑的雙懸樑運載橋，其起重行車在橋架的下弦行走；B類——具有可升降懸樑的雙懸樑運載橋，其起重行車在橋架的下弦行走；B類——具有固定懸樑的雙懸樑運載橋，其旋轉起重機在橋架的上弦行走。

參考文獻

Алейвер А. Л., Шарнирно-сочлененная укосина порталных кранов, "Вопросы механизации" № 4, 1939.
 Алейвер А. Л., Построение кривой хобота шарнирно-сочлененной укосины порталных кранов, "Подъемно-транспортное дело" № 3, 1940.
 Долголенко А. А., Профилирование хобота крана с шарнирно-сочлененной укосиной, "Подъемно-транспортное дело" № 7, 1940.
 Емцов Н. Н., Портальные и судовые грузоподъемные машины. ч. 1, изд. 2. Из-во "Водный транспорт", М. — Л. 1939.
 Мухряев П. А., Определение размеров стрелы и хобота и построение кривой хобота крана с шарнирно-сочлененной стрелой. Сб. "Новая подъемно-транспорт-

ная техника", вып. "Новые конструкции подъемно-транспортных машин", Машгиз, М. — Л. 1948.
 Крутиков И. П., Амортизационные устройства перегрузочных мостов, ВНИИПТМАШ М. 1946.
 Лессиг В. Н., К вопросу о проектировании мостовых перегрузочных устройств, "Внутренней заводской транспорт и стальные конструкции" № 4, 1935.
 Николаевский Г. М. и Соболев В. М., Типаж козловых кранов и перегрузочных мостов, ВНИИПТМАШ, М. 1947.
 Обермейстер А. М., Подъемно-транспортные механизмы морских портов, изд. "Морской транспорт", М. 1945.
 Подгурский Ф. Д., Выбор грузоподъемностей и рабочих скоростей перегрузочных мостов, "Вопросы механизации" № 10—12, 1938.