

2527

钻井设备设计与计算

下 册

A·Л·伊里斯基 著

中国工业出版社

本书系苏联高等教育部批准作为苏联石油高等院校的教学参考书。共分上下二册，本册主要介绍起下钻设备中的绞车设计与计算；吊升系统中各种部件的结构设计与计算要点；泥浆泵、水龙头及转盘的技术要求，构件的计算与设计原理及方法等。最后一章介绍了钻具自动给进机构的原理与选择等。

本书可作为我国高、中等院校教学参考书，并可供有关石油钻井机械设计、制造及技术工作者的参考使用。

* * *

钻井设备设计与计算

下 册

沈家骏 吴廷栋等译

*

石油工业部编辑室编辑（北京北郊六铺炕石油工业部）

中国工业出版社出版（北京德胜门内大街10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

中国工业出版社第三印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168^{1/32}$ ·印张 $11^{5/8}$ ·字数268,000

1962年3月北京第一版·1962年3月北京第一次印刷

印数0001—1,450·定价（10—7）1.95元

*

统一书号：15165·51（石油—16）

目 录

第四篇 起下鑽設備

第一章 起下鑽	1
§ 1. 起下鑽运动学	1
起下鑽过程	1
提升設備运动学	4
§ 2. 鑽机提升設備計算載荷的确定	10
提升設備各部件最大載荷的确定	10
提升設備相当載荷的确定	17
§ 3. 起下鑽时间	22
起下鑽时间	22
自井中提出的鑽柱长度及立根数的确定	25
整套提升設備及各机械的机动時間	29
第二章 絞車及其构件	31
§ 1. 絞車的用途、規格及类型	31
§ 2. 絞車的传动方案与結構方案	35
§ 3. 絞車的机身与滾筒	43
底架	43
絞車滾筒	49
§ 4. 絞車的利車	61
絞車的帶式利車	63
絞車帶式利車的結構	63
帶式利車的計算	72
絞車的減速利車	80
§ 5. 輔助工作用的猫头及自动猫头	87
用途	87
猫头的結構	88
自动猫头的結構	90

第三章 吊升系統	94
§ 1. 用途、类型及一般要求	94
§ 2. 天車及游动滑車	95
天車的結構	97
游动滑車的結構	102
天車及游动滑車的計算要点	109
滑輪軸承理論寿命的計算	117
§ 3. 油矿机械所用鋼絲繩	119
鋼絲繩的結構	119
捻角及股中鋼絲的接触特性	125
鋼絲繩的性能	126
油矿机械用鋼絲繩的計算要点	134
§ 4. 大鈎	140
用途、技术要求与类型	140
大鈎的結構	142
大鈎計算与設計的要點	152
§ 5. 吊卡的吊环	159
用途、技术要求及类型	159
吊环的結構及其計算要点	161
§ 6. 鋼絲繩死端固定裝置	163
用途、技术要求及类型	163
死繩端固定裝置的結構与計算	163
第四章 輔助鑽井工具	167
§ 1. 用途、組成及基本要求	167
§ 2. 卡住和懸吊管柱用的輔助工具	169
技术要求及类型	169
卡住和起下管柱用的輔助工具的結構	171
在轉盤上卡住和懸吊管柱所用工具的結構	177
卡住和懸吊管柱所用工具的計算与設計要点	185
§ 3. 鑽桿和套管擰扣用的輔助工具	186
技术要求及类型	186

管柱的擰扣工具.....	187
管柱用的大鉗.....	189
松緊管扣用的工具.....	195
松緊管扣用工具的計算及設計要点.....	196

第五篇 鑽井設備

第一章 水龙头	199
§1. 用途、技术要求及类型.....	199
§2. 水龙头的結構方案.....	201
§3. 水龙头及其构件的結構.....	203
§4. 水龙头設計及計算的要点.....	219
第二章 轉盤	223
§1. 用途、技术要求、类型及結構方案.....	223
§2. 轉盤及其构件的結構.....	226
§3. 轉盤的設計及計算要点.....	236
第三章 泥浆泵	241
§1. 用途及技术要求.....	241
§2. 泥浆泵的作用原理.....	243
§3. 泥浆泵及其构件的結構.....	245
泵的驅動部分.....	249
泵的液力部分.....	265
泵液力部分的設備.....	283
§4. 泥浆泵及其构件的計算和設計.....	293
泥浆泵的排量.....	293
活塞的运动.....	294
排量图.....	296
空气包的計算.....	301
吸入.....	305
吸入管内水击的影响.....	308
气体液体对泵工作的影响.....	310
吸入管綫上的灌注泵.....	311
泥浆泵凡尔.....	312

基本参数的关系.....	316
泵的功率和效率.....	318
计算负荷.....	320
泵液力部份的强度计算.....	321
泵驱动部份构件的计算.....	325
第四章 鑽具給进調节机构	329
§ 1. 鑽具給进的調节和自动化的任务.....	329
§ 2. 自动給进器的用途及作用原理.....	331
§ 3. 自动給进器的結構.....	333
利用絞車刹車系統調节鑽头給进速度.....	333
鑽头水力給进机构.....	337
鑽头电动給进机构.....	344
鑽头机械給进机构.....	354
§ 4. 鑽头給进机构基本参数的选择和計算要点.....	356
調节参数的选择.....	356
特性的选择.....	357
給进机构类型的选择.....	359
参考文献	364

第四篇 起下鑽設備

第一章 起下鑽

§1. 起下鑽 运动学

起下鑽 过程

鑽井包括两种截然不同的主要过程：1)旋轉的鑽头破碎岩石；2)起下鑽具，更換磨損了的鑽头。

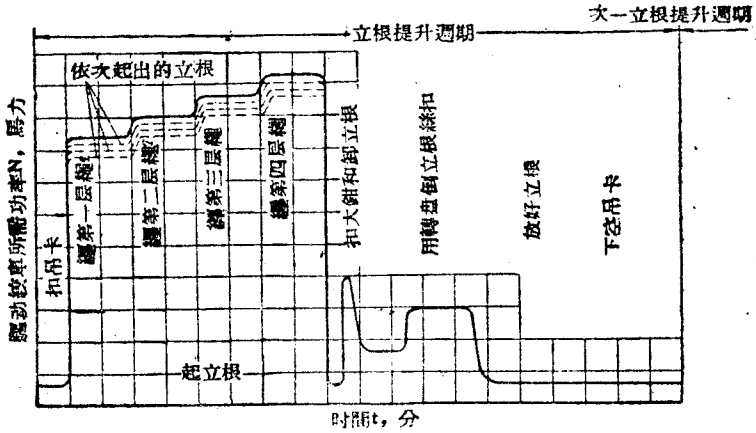


图 191 立根提升图解

从井中提升鑽柱（鑽柱系由立根組成）的过程包括下列各项操作：

- a) 提升全个鑽柱，提起一个立根的高度；
- b) 將鑽柱卡在轉盤上，能除已提出立根的拉伸載荷；

b) 卸絲扣，使已提出的立根与下部鑽柱脫离，並將它放在鑽台的立根盒上或放在鑽台下附近的管架上；

r) 下放无載大鉤及吊卡，扣住鑽柱；

α) 扣住並提升鑽柱，使上升一个立根的高度。依此順序进行起鑽工作。

下放鑽柱按与提升时的相反次序进行。

一个立根的起下時間包括机动及机手动時間。

起下一个立根的机动時間的长短取决于提升設備結構的完善程度、功率、提升速度等；机手动操作時間的长短則取决于立根的尺寸与重量，此过程的机械化程度、井队的技术水平等。

图191所示为立根提升週期图解。图192所示为立根下放图解。从这些图中可明显地看出，起下鑽时机动及机手动時間的关系。

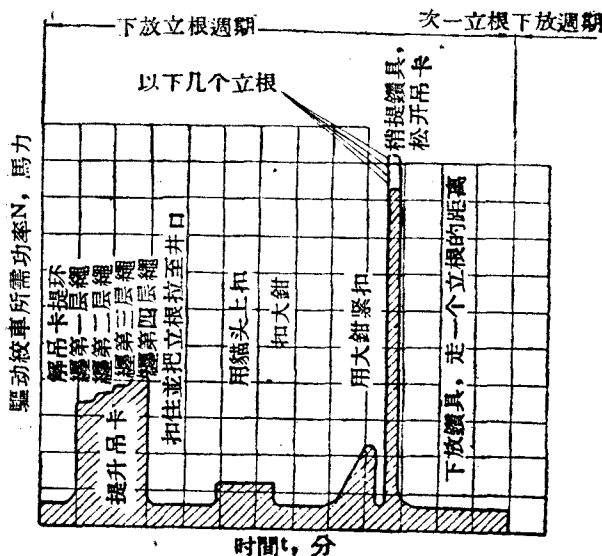


图 192 立根下放图解

从某一定深度起鑽时，这些週期的数目將等于这个深度中鑽

柱的立根数目。

起下鑽总時間包括提升鑽柱的机动時間、下放空吊卡以扣住下一个立根的时间、下放鑽柱的时间及提升空吊卡以扣住立根盒中下一个要下放的立根的时间（或提升吊卡带单根—自管架上吊起单根—的时间）。

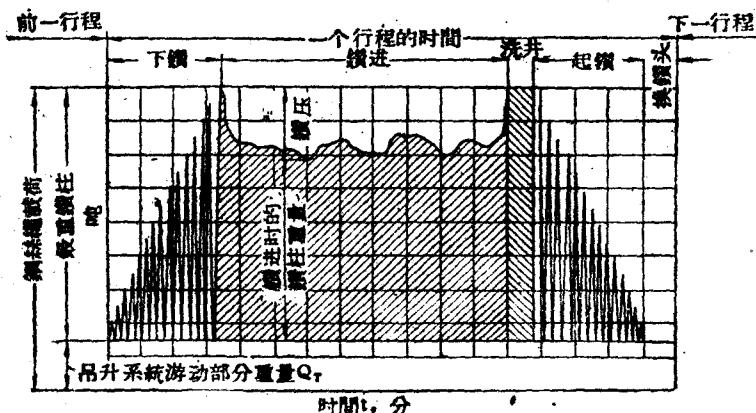


图193 一个行程的时间

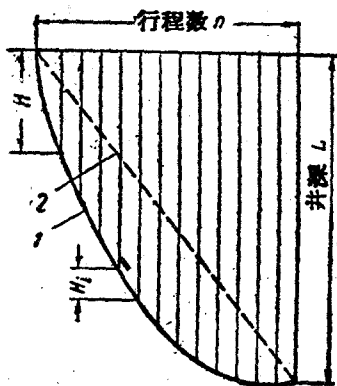


图 194 行程次数与进尺的关系
1— H_i = 变数; 2— H_i = 常数。

图193所示为一个行程的图解。

在鑽一口井的全部時間內应利用提升設備进行的行程次数取决于井深及井身結構、岩石可鑽性、鑽井方法及技术水平、鑽头質量,等等。图194所示为行程次数与每行程进尺 H_i 及井深之间的关系。通常在軟地层鑽深井时,需要用几个到几十个鑽头;而在硬地层时,有时要用几百个鑽头。

在鑽井过程中，随井之漸深鑽柱长度逐渐增加，鑽柱重量增加，因而提升設備的載荷增加。

研究从某一定深度起一次鑽的过程就可看出：提升設備的載荷总是随鑽柱逐渐从井中起出而有規律地減少。載荷減少的程度取决于一个立根的重量。

提升設備运动学

鑽机上有用于起下鑽具的一套提升設備。

图195所示为此套設備的传动系統簡图。此系統包括发动机A、带变速箱的传动机构B、絞車B及吊升系I（I—IV）。

在每一立根提升週期中，如用蒸汽机和电动机驱动，則掛合絞車滾筒系与起動发动机同时进行。

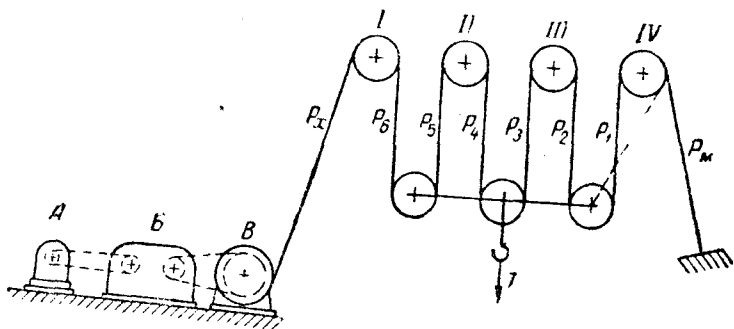


图 195 吊升系統传动图

如用內燃机驱动，則絞車滾筒系可在運轉中掛合，同时要加大发动机馬力，以克服負荷及机构靜止部份的慣性力。

在靜止系統的始动阶段，其慣性力一部份靠降低旋轉件（与发动机联在一起者）的能量及其轉速的办法来克服，也靠发动机的能量来克服。

当起下鑽操作掛档次数多时，应考虑用摩擦离合器来传递这些力量。

为了使起下鑽时荷重的运动減慢及停止，在絞車上装有刹車，一般为带式的，而在深井鑽机上还装有減速刹車（水利車），它仅在下鑽时使用。

为了使絞車滾筒的旋轉运动轉变为往复运动以提升荷重及減小絞車的牽引力，采用吊升系統。

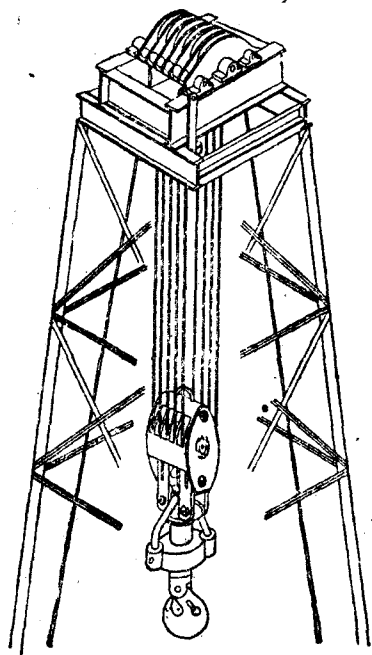


图 196 吊升系統

吊升系統(图196)包括：
固定滑輪組——天車（位于井架頂部天車台上）、活动滑輪組——游动滑車、鋼絲繩及大鈎。大鈎用吊卡吊着鑽柱。

依鑽机用途及負荷能力采用不同輪数的吊升系統。輪数由 1×2 到 6×7 （游动滑輪数 \times 固定滑輪数）。

在鑽井工作中吊升系統常采用两种穿繩方式。

最通用的穿繩方式为死繩端拴在絞車底座大樑上；另一种方式是死繩端拴在游动滑車上。当然在这两种方式中，鋼絲繩的运动速度及滑輪的轉数都不同。

在起下鑽具的时间內，由于发动机的轉速不均匀、鋼絲繩在滾筒上的纏繞半径有变化、提升設備的效率不是常数以及鑽具在井中有阻力，因此提升設備各构件的运动速度不是常数。在起鑽时絞車滾筒的平均轉速

$$n_i = \frac{n_n}{i}, \quad (99)$$

式中 n_n ——发动机軸的額定轉数，轉/分；

i ——由发动机軸到絞車滾筒軸的总传动比, $i = i_1, i_2, \dots, i_n$, 其中 i_1, i_2, \dots, i_n ——发动机軸与絞車滾筒軸中間各传动付的传动比。

滾筒上的瞬时纏繩速度:

$$v = \frac{\pi D' n i}{60} \text{ 米/秒,} \quad (100)$$

式中 D' ——瞬时变化的纏繩直径, 米。

最小纏繩直径

$$D_0 = D\sigma + d_0, \quad (101)$$

式中 $D\sigma$ ——滾筒(纏繩部份)直径, 米;

d_0 ——鋼絲繩直径, 米。

最大纏繩直径

$$D_c = D\sigma \times a (Z - 1) d_0, \quad (101a)$$

式中 Z ——纏繩层数;

a ——纏繩直径減少系数, 纏繩直径由于繩受挤压及相互压入繩間而減少, $a = 0.93$ ①。

平均纏繩直径

$$D_{cp} = \frac{D_0 + D_c}{2} \text{ 米.} \quad (101b)$$

故已知絞車滾筒轉数及其尺寸, 即可求出鋼絲繩及大鈎的最大、最小及平均速度(不計始动及制动阶段)。

快繩平均速度:

$$v_0 = \frac{\pi D_{cp} n i}{60}. \quad (102)$$

大鈎平均速度

$$v_k = \frac{v_0}{k}, \quad (102a)$$

① 鋼絲繩在滾筒上按螺旋綫方向纏繞, 故相邻上下两层的纏繩方向相反。

式中 κ ——游动滑輪的两倍数或吊升系統中的工作繩數。

考虑始动及制动阶段后大鈎实际平均起下速度

$$v_k' = \frac{h}{t_1 + t_2 + t_3}, \quad (102b)$$

式中 h ——大鈎行程，米。

天車滑輪轉速

$$n_k = \frac{60 v_k \kappa i}{\pi D_{\text{ш}}}. \quad (103)$$

游动滑車滑輪轉速

$$n_r = \frac{60 v_k (\kappa_i - 1)}{\pi D_{\text{ш}}}, \quad (103a)$$

式中 $D_{\text{ш}}$ ——滑輪計算直径，米；

κ_i ——所研究的构件前的游动滑輪两倍数。

現在我們較詳細地研究一下在起下鑽操作时吊升系統的运动过程。

当自井中起鑽柱时，絞車提起負載大鈎，而在下鑽时 則提起帶着无載吊升的大鈎。

当往井內下放鑽柱时，大鈎負載下降，而在起鑽时，則大鈎无載下降。

起下一个立根的週期可包括两个或三个阶段：1) 始动阶段 t_1 ，在此時間內荷重增加运动速度；2) 稳定运动阶段 t_2 及 3) 減速运动阶段 t_3 到完全停止。在某些情况下可能不存在稳定运动阶段。

图 197 所示为吊升負載时大鈎的提升速度曲綫 (曲綫 1) 及吊卡不負載时大鈎的提升速度曲綫 (曲綫 2)。

由图可見起升不負載吊卡的週期曲綫在鑽井的任一，時間內不变，並且平均速度 $v_{\text{ср.}}$ (包括始动及制动阶段) 也不变。

当吊卡負載时，由于以一定速度逐漸將鑽柱提出，每提起一个立根，鑽柱重量就有所減少，始动時間及消耗于提升一个立根

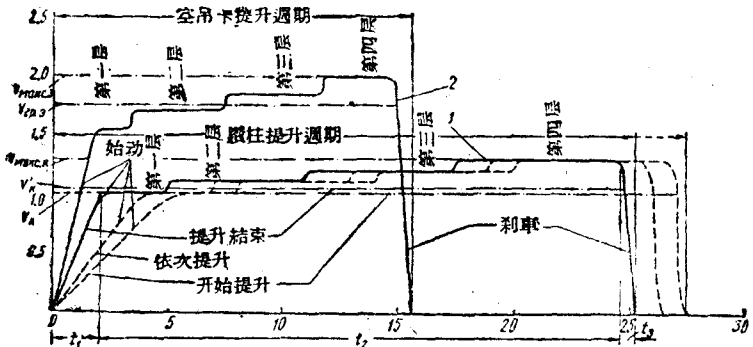


图 197 大鈎的提升速度曲綫

的总時間就將減少。

提升时实际的大鈎平均速度取决于纏繞在滾筒上第一层及最末一层鋼絲繩的长度，並取决于始动的加速程度。实际的平均速度与按鋼絲繩平均纏繞层求出的速度可能差 3—8%。在实际計算时此誤差可以忽略不計。

提升时的始动時間取决于发动机以传动机构的功率、灵敏性及特性的柔和性。在近代鑽机上无載吊卡的始动時間 $t_{1k} = 1.5—3$ 秒。

負載大鈎的始动時間可由下式決定：

$$t_{1k} = \frac{(GD^2)_{np} n_1}{375 (M_{nyc\ k} - M_T)}, \quad (104)$$

式中 $(GD^2)_{np}$ ——簡化为发动机軸上的旋轉件迴轉力矩，公斤，米²；

$M_{nyc\ k}$ ——在始动阶段发动机的轉矩，公斤米；

M_T ——簡化为发动机軸上的荷重轉矩，公斤米。

依鑽柱重量及发动机功率的不同，始动時間 t_{1k} 在 2—3 秒到 8—10 秒之間。

穩定运动阶段

$$t_{2K} = \frac{h}{v_K}, \quad (105a)$$

中 h ——提升高度，在計算时可取其等于立根长度，米。

滚筒摘挡后減速运动阶段

$$t_{3K} = \sqrt{\frac{2v_K}{g}}. \quad (105b)$$

提升荷重的制动時間一般 $t_{3K} = 0.5 - 0.5$ 秒。

下放时始动阶段 t_1 及制动阶段 t_2 可按經驗数据选择。

图 198 所示为 $4\frac{1}{2}$ " 鑽柱吊卡負載及无載时大鈎的下放速度曲綫。

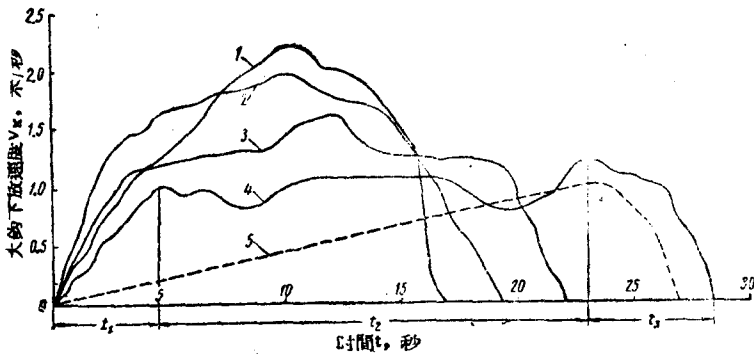


图 198 大鈎下放速度曲綫

大鈎負荷：1—3 吨；2—28 吨；3—43 吨；4—105 吨；5—无載吊卡。

无載吊卡下放曲綫(曲綫5包括吊卡自由始动阶段 t_{13} 到 t_{MAX} 及制动阶段 t_{33} 。稳定运动阶段 t_{23} 不存在。当鑽柱不重时，下放曲綫是两阶段的(曲綫1、2)。随鑽柱重量增加，曲綫改变为三阶段的(曲綫3、4、5)。此时平均速度及最高速度降低，而始动時間 t_{1K} 及制动時間 t_{3K} 增加。

图 199 所示为鑽柱重量与下放的最高速度及平均速度变化曲綫。由此曲綫可看出：随鑽柱重量增加，最大速度与平均速度之差就减少。

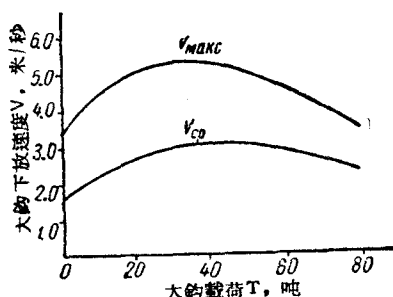


图 199 下放速度与鑽柱重量的关系曲线

§2. 鑽机提升設備

計算載荷的确定

鑽机的提升設備通常按最大作用載荷进行強度計算，同时考虑动載的影响，並按相当載荷进行疲勞計算。此时認為在整个使用時間內相当載荷是在某特定計算态状下作用的。

設備及其部件的強度、各另件的尺寸、热处理及机械加工都以滿足此二基本条件作为选择的标准。

在第一种情况下部件的強度应当滿足一般条件：

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{m} = R_{\text{доп}}, \quad (106)$$

式中 σ ——在最大靜載及动載作用下，另件产生的总应力，公斤/厘米²；

σ_s ——另件材料的屈服限度，公斤/厘米²；

m ——安全系数；

$R_{\text{доп}}$ ——另件材料許用应力，公斤/厘米²。

在第二种情况下，部件的疲勞強度应当滿足以下条件，即在相当載荷作用下在另件中产生的应力不应超过該种材料的許用持久限度。

提升設備各部件最大載荷的确定

大鈎載荷

大鈎的載荷通常在起下套管柱或鑽桿柱时最大，得視那一种管柱更重。

在求最大載荷时，应当考虑动載，

$$T_k = fG + \frac{Ga}{g}, \quad (107)$$

式中 f ——管柱在井中运动的阻力，这里考虑了轻微的卡鑽及管柱与井壁的摩擦；通常取 $f=1.2-1.3$ ；

G ——管柱在液体中的最大重量，公斤；

g ——自由落体加速度，等于 9.81 米/秒²；

a ——大钩在始动阶段的加速度或在下放时的减速度，米/秒²。

在計算时，可以取大钩在始动及制动阶段的运动为等加速的，于是

$$a = \frac{v_k}{t_1}.$$

游动滑車、天車及井架的載荷

游动滑車載荷的求法与大钩載荷的求法相同，不同处只是增加了大钩的重量。

游动滑車的最大載荷

$$T_T = fG + G_k + \frac{(G + G_k)a}{g}, \quad (107a)$$

式中 G_k ——大钩重量，公斤。

同理可求天車最大載荷，但得考虑挂在天車下的游动滑車及鋼絲繩的重量：

$$T_{KP} = fG + G_T + \frac{(G + G_T)a}{g} + P_x + P_M, \quad (107b)$$

式中 G_T ——吊升系統（大钩、游动滑車、大钩在下位时的鋼絲繩）的重量，公斤；

P_x, P_M ——游动滑車快繩及死繩端的張力，公斤。

井架上的最大垂直載荷 (107c)

$$T_B = T_{KP} + G_{KP},$$