



ZL50 轮式装载机工作装置结构及其液压系统设计

摘要：本次设计主要包括两个部分：装载机工作装置的设计，液压系统的设计。在本设计中将液压系统的设计作为主要的内容进行设计。通常，按使用场合的不同，分成露天用装载机和井下用装载机；按行走系统的不同，分成轮式装载机于履带式装载机。由于装载机的品种较多，不能各个介绍，本次毕业设计主要完成的是露天轮式装载机工作液压机构的设计。

关键词：轮式装载机；工作装置结构；液压系统

The Design of ZL50 Wheel Loader Working device Structure and Hydraulic System

Abstract: This dissertation is composed of two procedures: design of loading device and hydraulic system. And in this design, the hydraulic system design is the main content. Actually, in accordance with different operating occasions, the loader could be divided into open-air loaders and underground ones; and with discriminated walking environment, it could also separate into wheel loader and crawler ones; and other varieties of the loader is not introduced due to the huge population. The graduation project is completed the design of the hydraulic mechanism of open wheel loader.

Key words : Wheel loader; Equipment structure of the; Hydraulic system

、八一 1 前言

装载机是一种广泛用于公路、铁路、矿山、建筑、水电、港口等工程的土石方工程机械，他的作业对象主要是各种土壤、砂石料、灰料及其他筑路用散状物料等，主要完成铲、装、卸、运等作业，也可以对岩石、硬土进行轻度铲掘作业。如果换不同的工作装置，还可以完成推土、起重、装卸其他物料的工作。在公路施工中主要用于路基工程的填挖，沥青和水泥混凝土料场的集料、装料等作业。由于它具有作业速度快，机动性好，操作轻便等优点，因而发展很快，成为土石方施工中的主要机械之一。

国产装载机的型号一般用字母 Z 表示，第二个字母 L 代表轮式装载机，无 L 表示履带式装载机，后面数字代表额定载重量。如 ZL50，代表额定载重量为 50KN 的轮胎式装载机。但须指出，各生产厂家也有自己独特的类型和表示方法。

2 装载机的发展状况

2.1 国内的装载机发展状况

我国的轮式装载机是从 60 年代中期才发展起来的。经过 40 年的发展，我国装载机的结构和性能都有了较大提高，产品技术水平有了很大的提高，目前我国生产轮式装载机的厂家有几十家，生产履带式和轮胎式两大系列的各种形式装载机。

近年来，国内装载机的发展趋势可归结为如下几个方面。 1.产品形成系列规格向两头延伸。2.技术不断创新，产品性能日趋完善。3.向机电液一体化、电子化方向发展(1)。

2.2 国外的装载机发展状况

目前，国外装载机生产厂家在其产品的设计过程中广泛采用了现代设计方法，并高度应用了计算机技术和现代电子信息技术。传统的设计方法是以经验总结为基础，运用力学和数学而形成的经验、公式、图表、设计手册等作为设计依据，通过经验公式、近似系数或类比等方法进行设计。现代设计方法是以电子计算机为手段，运用工程设计的新理论新方法，使计算机结果达到最优化，使设计过程实现高效化和自动化，主要包括以下内容：计算机辅助设计，优化设计。可靠性设计，有限元分析，动态设计，动态仿真，并行设计，模块化设计，机、电、液一体化设计，反求工程设计，绿色设计，工业艺术造型设计，人机工程学设计，价值分析，机械系统设计等。应用现代设计方法可以适应市场激烈的竞争，提高设计质量并大大缩短设计周期，提高企业竞争力。

3 装载机的主要技术性能参数与工作装置总体设计

3.1 工作装置总体设计

3.1.1 工作装置的总体结构

装载机工作装置是完成装卸作业并带液压缸的空间多杆机构。工作装置是组成装载机的关键

部件之一，其设计水平的高低直接影响工作装置性能的好坏，进而影

装载机的工作装置按结构型式分为有铲斗托架和无铲斗托架两种。有铲斗托架的工作装置，这种结构型式工作装置的优点是，托架、动臂、连杆及车架铰座可以构成平行四边形连杆机构，这样在转斗油缸闭锁的情况下，提升动臂时，铲斗始终保持平移，铲斗内物料不易洒落。但也存在缺点，如动臂的前端装有比较重的托架和转斗油缸，使得装载机的载重量减小。

无铲斗托架的工作装置，前端没有很重的托架，克服了有铲斗托架工作装置的缺点，所以目前广泛应用。所以选择无铲斗托架的工作装置。

3.1.2 工作装置连杆机构的结构形式与特点

由装载机工作装置的自由度分析可知，工作装置的连杆机构均为封闭运动链的单自由度的平面低副运动机构，其杆件数目应为 4、6、8、10、……等。对装载机工作装置而言，尽管杆件数目越多越能实现复杂的运动，但同时铰接点的数目也随之增加，结构越复杂，就越难在动臂上进行布置。因此，实际上装载机工作装置的连杆机构多为八杆以下机构。这样，按组成工作装置连杆机构构件数不同，装载机工作装置可分为三杆、四杆、五杆、六杆和八杆机构；按输入与输出杆转向不同，又可分为正转和反转机构。正转机构是指输入与输出杆的转向相同；反转机构是指输入与输出杆的转向相反 [2]。

六杆机构工作装置是目前装载机上使用最为普及的一种结构形式。对于单自由度的六杆机构，只能有两个三铰构件和 4 个两铰构件组成，

根据转斗油缸布置位置的不同，可以作为装载机工作装置的六杆机构，常见的有以下几种结构形式：转斗缸前置式正转六杆机构，转斗缸后置式正转六杆机构，转斗缸后置式正转六杆机构，转斗缸后置式反转六杆机构，转斗缸后置式反转六杆机构。

3.1.3 工作装置总体设计

由设计任务书和设计的要求，对于本次 ZL50 装载机的设计采取以下方案：

在铲斗部分，采用无铲斗托架式结构；油缸的布置形式为立式布置形式。同时考虑到实际工作中的运用情况，它的连杆机构采用的是反转六杆机构。

主要参数：

铲斗容量： 3.0 m³

额定载重量： 5 t

4 工作装置主要结构设计

4.1 铲斗设计

铲斗是工作装置的重要部件，装载机工作时用它直接铲掘、装载、运输和倾卸物料。铲斗直

接与物料接触，是装、运、卸的工具，工作时，它被推压插入料堆铲取物料，工作条件恶劣，要承受很大的冲击力和剧烈的磨损，因此铲斗设计质量对装载机的作业能力有较大的影响。为了保证铲斗的设计质量，首先应当合理的确定铲斗的结构及几何尺寸，以降低铲斗插入物料的阻力。其次要保证铲斗有足够的强度、刚度、耐磨性，使之具有合理的使用寿命。

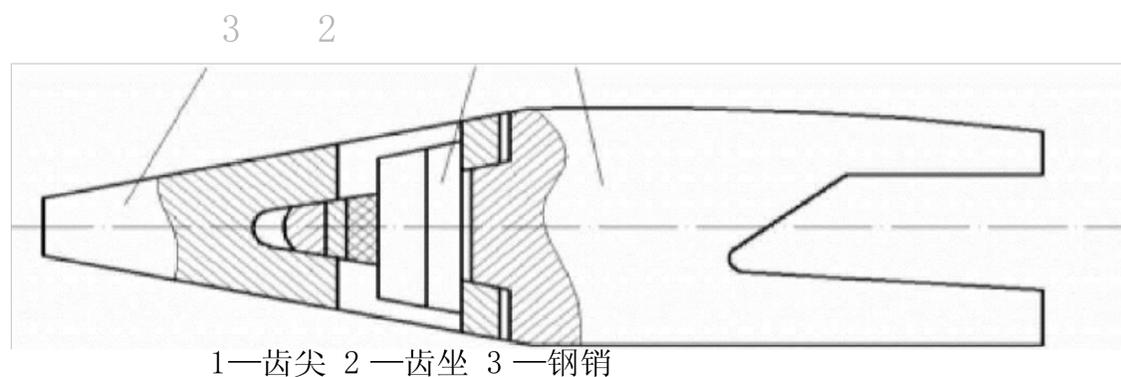
4.1.1 铲斗的结构形式

铲斗的形状和尺寸参数对插入阻力、铲取阻力、转斗阻力和生产率都有着很大的影响。同一个铲斗有两种容积标志：一是物料装平时的容积，称为平装斗容；二是物料装满堆高后的容积，称为堆装斗容。机器铭牌上标称的斗容通常为堆装的容积。铲斗由斗底、侧壁、斗刃及后壁等部分组成。铲斗的斗刃还分为带齿和不带齿的两种。铲斗的断面形状一般为“U”形，用钢板焊接而成。

(1) 斗体形状基本可以分成“浅底”和“深底”两种类型。在斗容量相同的情况下，前者开口尺寸较大，斗底深度较小，即斗前壁较短，而后者正好相反。

(2) 切削刃的形状根据装载物料不同，切削刃有直线型和非直线型。前者形式简单，有利于铲平地面，但铲装阻力较大。后者又有V形和弧形等，由于这种刃中间突出，铲斗插入料堆时可使插入力集中作用在斗刃的中间部分，所以插入阻力较小，容易插入料堆，并有利于减少偏载插入，但铲斗装满系数要比前者小。

矿用轮式装载机工作条件恶劣，偏非直线形切削刃，并以V形切削刃为佳。斗刃材质是即耐磨又耐冲击的中锰合金钢材料，侧切削刃和加强角板都用高强度耐磨钢材制成(3)。



1—齿尖 2—齿坐 3—钢销

图1 双段斗齿

Fig 1 Double section dipper teeth

(3) 斗齿可以有斗齿，也可以没有斗齿。此装载设计带了斗齿。斗齿结构分为整体式和分体式两种，一般斗齿是用高锰钢制成的整体式，用螺栓固定在铲斗斗刃上，中小型装载机多采用这种形式。为便于斗齿磨损后更换和节约斗齿金属，也有使用双段斗齿的，如图1所示。

这种斗齿的齿尖与齿坐的配合面为锥面，两者配合情况良好。装配时，先置入有弹性的金属橡皮，然后再从上边或从下边往方形销孔中打入钢销3即可。由于拆卸方

便，齿尖一边磨损后可以翻转再使用，从而延长使用寿命。大型装载机由于作业条件差、斗齿磨损严重，故常采用这种分体式斗齿。

一般中型装载机铲斗的斗齿间距为 $250\sim 300\text{mm}$ 左右，太大时由于切削刃将直接参与插入工作，使阻力增大，太小时，齿间易于卡住石块，也将增大工作阻力。长而窄的齿要比段而宽的齿插入阻力小，但太窄又容易损坏，所以齿宽以每厘米长载荷不大于 $500\sim 600\text{kg}$ 为宜。

(4) 铲斗侧刃参与插入工作，为减小插入阻力，一般可将连接前后斗壁的侧壁刃口设计成弧形。

(5) 斗底的斗前壁与斗后壁用圆弧衔接，构成弧形斗底。为了使物料在斗中有很好的流动性，斗底圆弧半径不宜太小，前后壁夹角不应小于物料与钢板的摩擦角的 2 倍，以免卡住大块物料。若取物料与钢板的摩擦因数 $f = 0.4$ 则摩擦角 22° ，所以张开角必须大于 44° 。

综上所述，针对我的铲斗设计性质如下：

斗体材料：低碳、耐磨、高强度钢板

斗刃形状：直线形斗刃

斗刃材料：耐磨又耐冲击的中锰合金钢材料

4.1.2 铲斗断面形状和基本参数确定

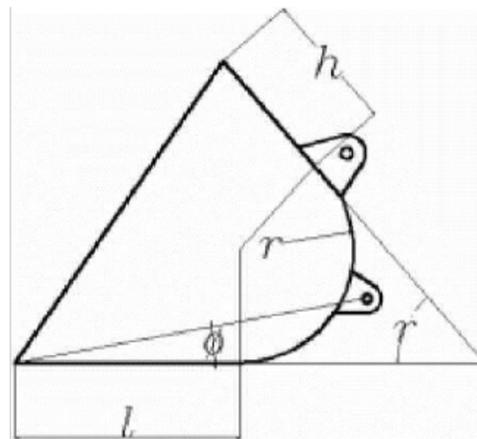


图 2 铲斗断面基本参数图

Fig 2 The basic parameter diagram. Bucket section

(1) 铲斗的断面形状，铲斗的断面形状由铲斗圆弧半径 r 、底壁长 l 、后壁高 h 和张开角 γ 四个参数确定，如图 2 所示。

圆弧半径 r 越大，物料进入铲斗的流动性越好，有利于较少物料装入斗内的阻力，卸料快而干净。但 r 过大，斗的开口大，不易装满，且铲斗外形较高，影响驾驶员观察铲斗斗刃的工作情况。

后壁高 h 是指铲斗上缘至圆弧与后壁切点间的距离。

底壁长 I 是指斗底壁的直线段长度。 I 长则铲斗铲入料堆深度大，斗容易装满，但掘起力将由于力臂的增加而减小。由试验得知，插入阻力随铲入料堆的深度而急剧增加。 I 长同样会减小卸载高度，短则掘起力大，且由于卸料时铲斗刃口降落的高度小，还可以减小动臂举升高度，缩短作业时间，但会减小斗容。对装载轻质物料为主的铲斗， I 可选择大些，对于装载岩石的铲斗，应取小些 (4)。

铲斗张开角 γ 为铲斗后壁与底壁之间的夹角，一般取 45° 到 52° 之间。

铲斗的宽度应大于装载机两个前轮外侧间的宽度，每侧要宽出 $50\sim 100\text{mm}$ 。如铲斗宽度小于两轮外侧间的宽度，则铲斗铲取物料后所形成的料堆阶梯会损伤到轮胎侧壁，并增加行驶时轮胎的阻力。

通过以上的介绍，结合从现场采集来的大概参数，本次设计的具体参数初定如下：

铲斗圆弧半径 r : 350mm

底壁长 I : 700mm

后壁高 h : 400mm

张开角 γ : 48°

(2) 铲斗基本参数的确定。在定下了以上的断面参数后，从现场的参考数据得到，本设计铲斗的总宽度 B 为 2900mm 并且铲斗壁厚为 30mm

设计时，把铲斗的回转半径 R (即铲斗与动臂铰接点至切削刃间的距离)，作为基

V_s	
0.5 爲 (入 _z + 扎 _k eos 為 pin 了 L 入 ₂ eo ^ - 0.5 兀	J 180 川

(1)

本参数，铲斗的其他参数作为 R 的函数。铲斗的回转半径 R 可按照下式计算

$R = B_o$ —— 铲斗内侧宽度，2.840m (m)

L_g —— 铲斗斗底长度系数， $L_g = 1.40 \sim 1.53$

L_z —— 后壁长度系数， $L_z = 1.1 \sim 1.2$

式中 V —— 铲斗平装斗容， $2.5m^3$

k —— 挡板高度系数， $k = 0.12 \sim 0.14$

r —— 圆弧半径系数， $r = \dots$

α_0 —— 张开角，为 $45^\circ \sim 52^\circ$

γ —— 挡板与后壁间的夹角（无挡板取 0）

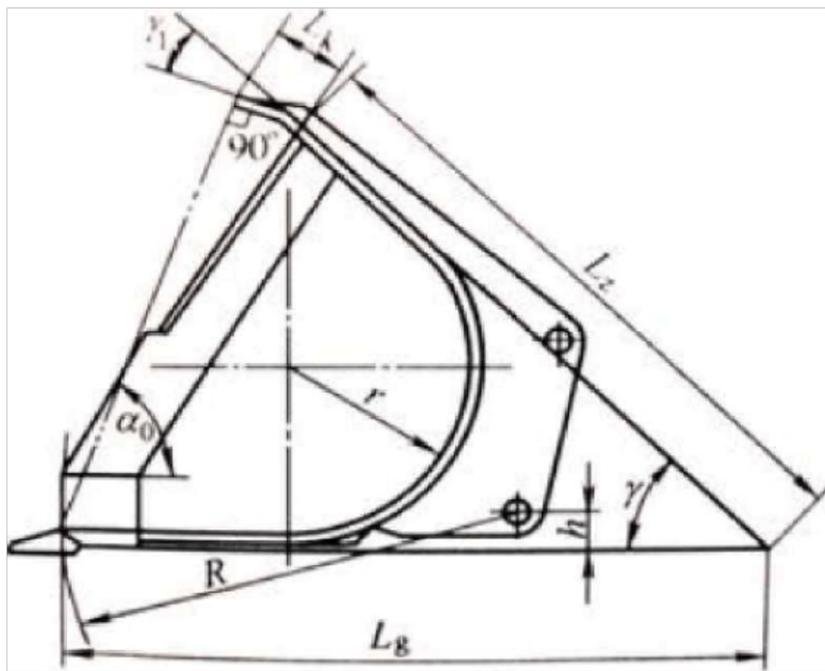


图 3 铲斗尺寸参考
Fig 3 Bucket size refere nee

图 3 中各参数含义如下：

r —— 铲斗圆弧半径，m

L_g —— 斗底长度，是指由铲斗切削刃至斗底延长线与斗后壁延长线交点的距离，m

$$L_g = R \cdot 1.4 \sim 1.53$$

L_z —— 后壁长度，是指由后壁上缘至后壁延长线与斗底延长线交点的距离，

$$L_z = R \cdot 1.1 \sim 1.2$$

L_k ——挡板高度, m

$$L_k = "R(0.12 \sim 0.14)R$$

调整参数, 根据调整后的各值与 R 之比分别计算 β 、鼻、'、「值, $\beta_g=1.5$,
 $\beta_z=1.1$, $\beta_k=0.12$

然后代入式(1), 即可确定铲斗的回转半径 R , 通过计算得出 1140mm

$$\text{即可得出 } L_g = 1.5 \times 1140 = 1710\text{mm}$$

$$L_z = 1.1 \times 1140 = 1254\text{mm}$$

$$L_k = 0.12 \times 1140 = 136.8\text{mm}$$

一般取铲斗侧壁切削刃相对斗底壁的倾角 $\alpha_0 = 50^\circ \sim 60^\circ$ 。铲斗与动臂铰接点距离斗底壁的高度 $h = (0.06 \sim 0.12) R_0$

4.1.3 铲斗容量的计算

由于本次设计的铲斗容量是在设计任务书中体现出来的, 并且铲斗的参数都是根据铲斗容量而定下的, 所以如下只介绍的是它的算法公式。

平装容量, 铲斗的平装容量按照式(2)计算。

对于有防溢板的铲斗

$$V_s = \frac{SB_0 a^2 b}{3} \quad (\text{斥}) \quad (2)$$

式中 S ——有挡板的铲斗横截面面积, m^2

B_0 ——铲斗内侧宽度, m

a ——挡板高度, m

b ——斗刃刃口与挡板最上部之间的距离, m

对于无防溢板的铲斗

$$V_s = SB_0 \quad (\text{斥})$$

式中 S ——不装挡板的铲斗横截面面积, m^2

额定容量, 铲斗的额定容量(见图 13)按照式(3)计算。

对于有防溢板的铲斗

$$V_r = V_s + \frac{b B_0 c}{8} \quad (\text{斥}) \quad (3)$$

式中 c ——物料堆积高度, m

对于无防溢板的铲斗

$$V_r = V_s + \frac{b B_0 b}{8} \quad (\text{斥}) \quad (4)$$

4.2 工作装置连杆系统设计

通过在第二章中的工作装置连杆机构的结构形式与特点的介绍，综合本次设计的基本要求和设计任务，所选取的结构形式为反转六杆机构结构形式。

4.2.1 机构分析

反转六杆工作机构由转斗机构和动臂举升机构两个部分组成。

转斗机构由转斗油缸 CD 摇臂 CBE 连杆 FE、铲斗 GF 动臂 GBA 和机架 AD 六个构件组成。当举升动臂时，若假定动臂为固定杆，则可把机架 AD 视为输入杆，把铲斗 GF 看成输出杆，由于 AD 和 GF 转向相反，所以叫反转六杆机构。

举升机构主要由动臂举升油缸 HM 和动臂 GBA 勾成。当举升油缸闭锁时，启动转斗油缸，铲斗将绕 G 点作定轴转动；当转斗油缸闭锁，举升油缸动作时，铲斗将作复合运动，即一边随动臂对 A 点作牵连运动，同时又相对动臂绕 G 点作相对转动(5)。

其材料为低碳、耐磨、高强度钢。

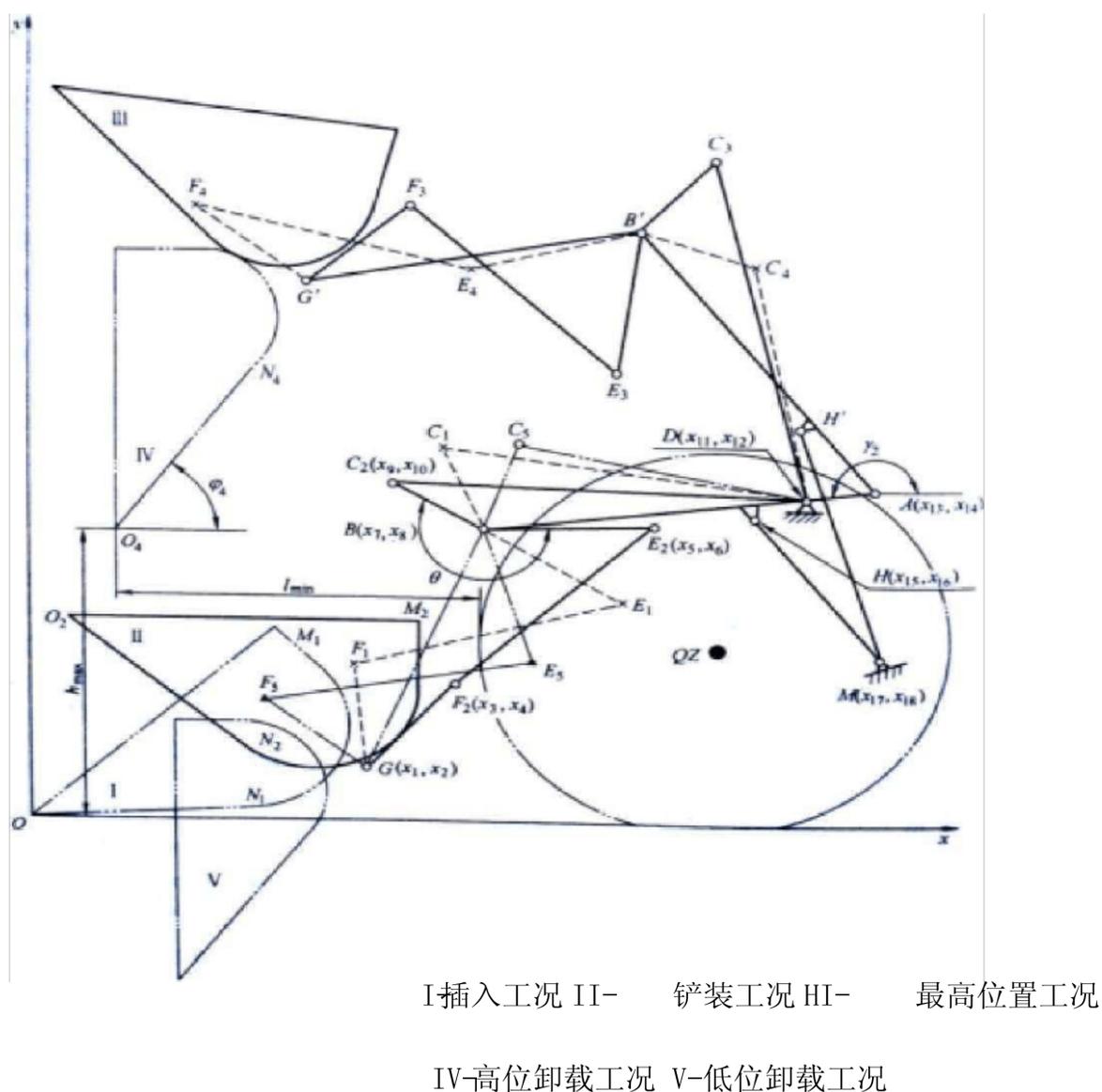


图 4 反转六杆机构简图

Fig 4 Reverse six poles structure diagram

4.2.2 尺寸参数设计

因为图解法比较直观，易于掌握，故采用图解法设计，它通过在坐标图上确定铲

装工况（图 4）时工作装置的 9 个铰接点的位置来实现。

(1) 动臂与铲斗、摇臂、机架的三个铰接点 G、B、A 的确定

1) 确定坐标系如图 5 所示，先选取坐标系并确定尺寸比例 1:40。

2) 画铲斗图，把设计好的铲斗横截面外廓按比例在坐标系 xOy 中画出，斗尖对准坐标原点 O ，斗前壁与 x 轴呈 $3^\circ \sim 5^\circ$ 的前倾角。此为铲斗插入料堆时位置，即插入工况。

确定动臂与铲斗的铰接点 G

由于 G 点的 x 坐标值越小，转斗掘起力就越大，所以 G 点靠近 O 点是有利的，但不能随意减小；而 G 点的 y 坐标值增大时，铲斗在料堆中的铲取面积增大，装的物料多，但这样缩小了 G 点与连杆铲斗铰接点 F 的距离，使得掘起力下降。

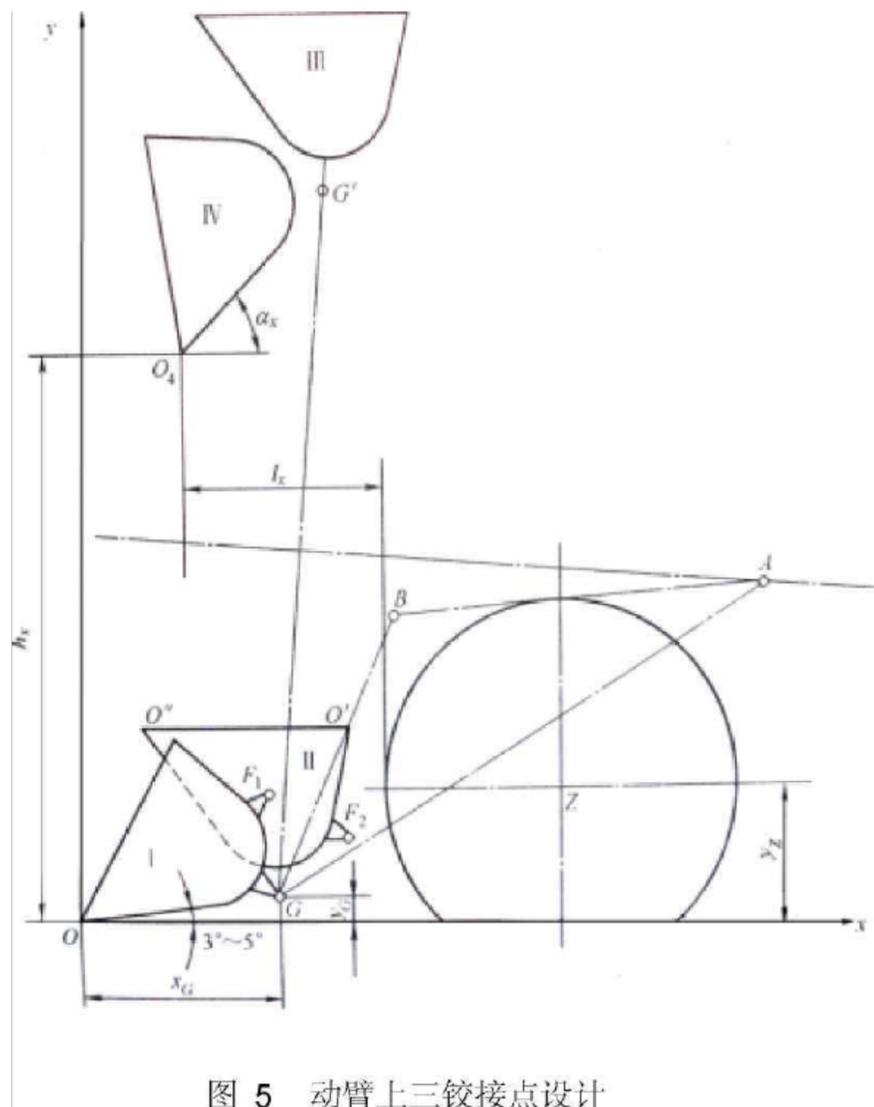


图 5 动臂上三铰接点设计

Fig 5 Moving arm hinged on three point design

综合考虑各种因素的影响，根据坐标图上插入工况的铲斗实际状况，在保证 G 点 y 轴坐标值 $y_G=250 \sim 350$ 和 x 轴坐标值 x_G 尽可能小而且不与斗底干涉的前提下，在坐标图上人为的把 G 点初步定下来。初定 G 点坐标为 (1130, 260)。

确定动臂与机架的铰接点 A

①
至铲斗斗口

以G 点为圆心,使铲斗顺时针转动,
0 °与 x 轴平行为止,即铲装

工况

② 把已选定的轮胎外廓画在指标图上（轮胎外廓直径约为 1600mm 。作图时，应使轮胎前缘与铲装工况时铲斗后壁的间隙尽量小些，目的是使机构紧凑、前悬小，但一般不小于 50mm 轮胎中心 Z 的 y 坐标值应等于轮胎的工作半径 $R_k = 600\text{mm}$ 。

$$y_z = R_k \left[1 - \frac{H}{b_w} (1 - \lambda) \right] \quad (5)$$

式中 y_z — Z 点的 y 坐标值，mm

d_w —— 轮胎直径，mm

b_w —— 轮胎宽度，mm

$\frac{H}{b_w}$ —— 轮胎断面高度与宽度之比（普通轮胎取 1，宽面轮胎取 0.83，超宽面轮胎取 0.64）

■ —— 轮胎变形系数（普通轮胎为 0.1~0.16，宽面轮胎取 0.05~0.1）

③ 根据给定的最大卸载高度 h_x ，最小卸载距离 l_x 和卸载角 α_x ，即高位卸载工况。

④ 以 G 点为圆心，顺时针旋转铲斗，使铲斗口与 x 轴平行，即得到铲斗最高举升位置图。

⑤ 连接 GG 并作其垂直平分线。因为 G 和 G 点同在以 A 点为圆心，动臂长为半径的圆弧上，所以 A 点必须在 GG 的垂直平分线上。

A 点在平分线的位置应尽可能低一些，以提高整机工作的稳定性，减小机器高度，改善司机视野。一般 A 点取在前轮右上方，与前轴心水平距离为轴距的 $1/3 \sim 1/2$ 处。最终定下 A 点的坐标为 (3230, 2110)。

A 点位置的变化，可借挪动 G 点和轮胎中心 Z 点的位置来进行。

连杆与铲斗和摇臂的两个铰接点 F、E 的确定

因为 G B 两点已被确定，所以再确定 F 点和 E 点实际上是为了最终确定与铲斗相连的四杆机构 GFEB 勺尺寸，如图 18 所示。

确定 F、E 两点时，既要考虑对机构运动学的要求，如必须保证铲斗在各个工况时的转角，又要注意动力学的要求，如铲斗在铲装物料时应能输出较大的掘起力，同时，还要防止前述各种机构运动被破坏的现象。

按双摇杆条件设计四杆机构

令 GF 杆为最短杆，BG 为最长杆，即有

$$GF + BG > FE + BE$$

如图 3-10 所示, 若令 $GF=a$ $FE=b$, $BE=c$ $BG=d$ 并将式 (5) 不等号两边同时除以 d , 整理后得到下式, 即

(7)

上式各值可按式 (7) 选取, 由 $G (1130, 260)$ 、 $B (1680, 1565)$ 点的坐标得到

$$d=1415\text{mm} \quad K = 0.950 \sim 0.995'$$

$$a = (0.3 \sim 0.5) d \quad \gg \quad (8)$$

由式 (7) 选取 $c = (0.95 \sim 0.98) d$,

得到 $a = 0.3d = 425$

$c = 0.58 d = 830$, 代入 (6)

得到 $b = 948$ 。

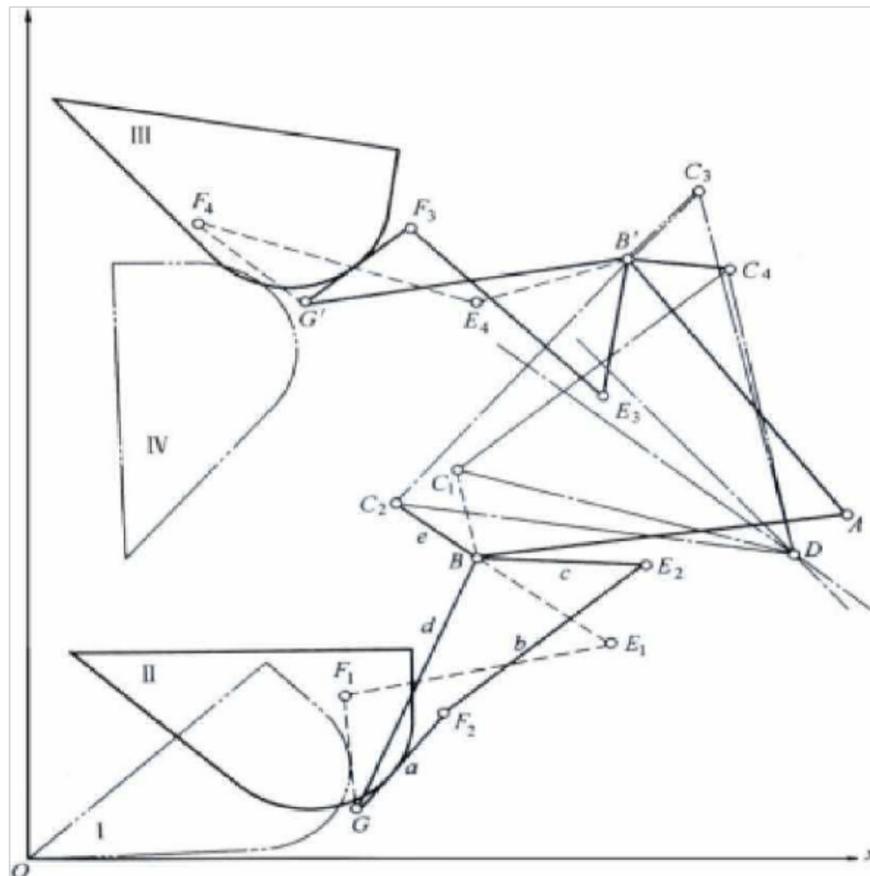


图 6 连杆、摇臂、转斗油缸尺寸设计

Fig 6 Connecting rod, rocker, and turn fights oil cylinder size design

这两点位置的确定要综合考虑如下四点要求: ①E 点不可与前桥相碰, 并有足够的 最小离地高度; ②插入工况时, 使 EF 杆尽量与 GF 杆垂直, 这样可获得较大的传动角和倍力系数; ③铲装工况时, EF 杆与 GF 杆的夹角必须小于 170° , 即传动角不能小于 10° , 以免机构运动时发生自锁; ④高位卸载工况时, EF 杆与 GF 杆的传动角也必须大 于 10° 。

如图 19 所示, 铲斗插入工况, 以 B 点为圆心, 以 $BE=c$ *半径画弧; 人为的初选 E

点，使其落在 B 点右下方的弧线上；再分别以 G 点和 E 点为半径画弧，得到交点，即为 F。

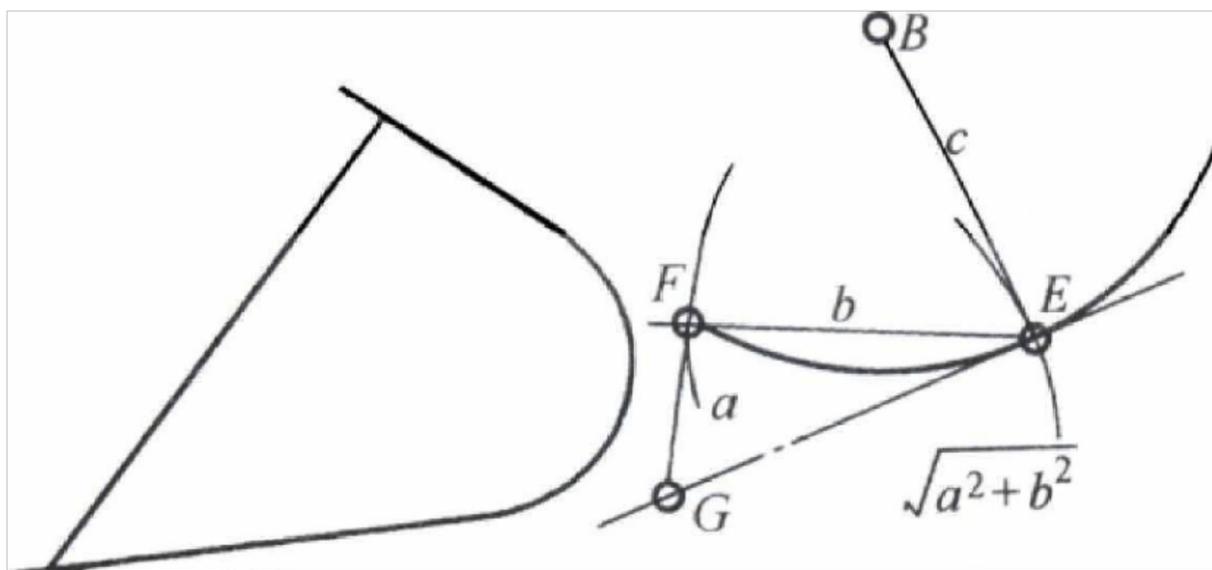


图 7 连杆端部铰接点设计

Fig 7 Connecting rod ends hinged point design

如图所示的得到了 E 和 F 点的位置，由于各种工况的情况不定，所以在这就不具体说明此时情况的坐标值。

动臂举升油缸与动臂和车架铰接点 H 点及 M 点的确定

动臂举升油缸的布置应本着举臂时工作力矩大、油缸稳定性好、构件互不干扰、整机稳定性好等原则来确定。综合考虑这些因素，所以动臂举升油缸都布置在前桥与前后车架的铰接点之间的狭窄空间里。

4.3 工作装置静力学分析及强度校核

4.3.1 静力学分析

(1) 外载荷确定原则，装载机在铲斗插入料堆，铲斗要克服切削物料的阻力、物料与铲斗间的摩擦力和物料自身的重力。这些力构成了装载机工作装置的作业阻力。为了分析问题方便，假设它们作用在铲斗齿尖的刃口上，并形成两个集中力：水平插入阻力和垂直掘起阻力。

装载机实际作业时简化为两种极端受载情况：一是对称载荷，载荷沿切削刃均匀分布，二是偏心载荷，由于铲斗偏铲或物料的不均匀性而导致物料对铲斗的载荷产生不均匀分布，使载荷偏于铲斗一侧，形成偏心载荷。

装载机在铲掘作业过程中，通常有以下三种受力工况：

- 1) 铲斗水平插入料堆，工作装置油缸闭锁，此时可认为铲斗斗刃只受水平插入阻力的作用。
- 2) 铲斗水平插入料堆，翻转铲斗或举升动臂铲取物料时，认为铲斗斗齿只受垂直掘起阻力的作用。
- 3) 铲斗边插入边收斗或边插入边举臂进行铲掘时，认为铲斗斗齿受水平插入阻力与垂直掘

起阻力的同时作用。

如果将对称载荷和偏载情况分别与上述三种典型受力工况相组合，就可得到铲斗 六种典型的受力作用工况 1.水平对称工况 2.直对称工况 3.水平垂直对称同时作用工 况 4 水平偏载工况 5 垂直偏载工况 6 水平垂直偏载同时作用工况。

(2)外载荷计算，装载机的工作阻力是多种阻力的合力。由于物料性质和工作机 构工作方式的不同，工作阻力有不同的计算方法，一般工作阻力通常分别按插入阻力、 掘起阻力和转斗阻力矩进行计算。

1)插入阻力

插入阻力就是铲斗插入料堆时，料堆对铲斗的反作用力计算上述阻力比较困难，

般按照下面经验公式来确定：

$$F_x = 9.8 K_1 K_2 K_3 K_4 B L^{1.25} \text{ (N)} \quad (9)$$

式中

K1	物料块度与松散程度系数	K4	铲斗形状系数，	一般在 1.1~1.8之间，
K2	物料性质系数			
K3	料堆高度系数			

取 1.3

B——铲斗宽度，290cm

L ——铲斗的一次插入深度，40cm

得到： $F = 9.8 \times 1.0 \times 0.045 \times 1.10 \times 1.3 \times 290 \times 40$
 $= 18397 \text{ (N)}$

2)掘起阻力

掘起阻力就是指铲斗插入料堆一定深度后，举升动臂时物料对铲斗的反作用力。

掘起阻力主要是剪切阻力。

铲斗开始举升时物料的剪切力按下式计算

$$F_z = 2.2 K B L_c \text{ (N)} \quad (10)$$

式中 K -----开始举升铲斗时物料的剪切应力，它通过试验测定，对于块度为

0.1~0.3m 的松散花岗岩，剪切应力的平均值取 $K=35000\text{Pa}$

B ——铲斗宽度， m

Lc ----铲斗插入料堆的深度， m

得到： $F = 2.2 \times 35000 \times 2.9 \times 0.4$
 $= 89320 \text{ (N)}$

3) 转斗阻力矩

当铲斗插入料堆一定深度后，用转斗油缸使铲斗向后翻转时，料堆对铲斗的反作用力矩称为转斗阻力矩。开始铲取时($a=0$)的静阻力矩 M_{a0} 为

$$M_{a0} = 1.1 F_x [0.4x - y] \quad (11)$$

式中 F_x ——开始转斗时的插入阻力，18397N

x ——铲斗回转中心与斗刃的水平距离，1.13m

y ——铲斗回转中心与地面的垂直距离，0.26m

L ——铲斗的插入深度，0.4m

$$\begin{aligned} \text{得到 } M_{a0} &= 1.1 F_x [0.4x - y] \\ &= 1.1 \times 18397 \times [0.4 \times 1.13 - 0.26] \\ &= 13599 \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \end{aligned}$$

掘起阻力矩 M_a 随铲斗回转角 a 的增大而减小。当铲斗回转 a 角后，其转斗阻力矩 M_a 为

$$M_a = M_{a0} (1 - \cos a) \quad (12)$$

式中

M

$\frac{a}{0}$

$\overline{M_{a0}}$

(a)

a ——铲斗离开料堆时的翻转角度

M_a ——铲斗离开料堆时，由物料重力产生的阻力矩，N·m

转斗阻力矩计算：铲斗在料堆中转斗时，除了要克服料堆的静阻力矩之外，还要克服铲斗自重和铲斗中物料所产生的阻力矩。因此，开始转斗的阻力矩为

$$M_z = M_{a0} + (G_H + G_C) L_B$$

式中 M_z ——转斗阻力矩，N·m

M_{a0} ——开始转斗静阻力矩，13599 N·m

G_H ——轮式装载机额定载重量重力，49000 N

G_C ——铲斗自重力，13470N

L_B ——铲斗中心至回转中心 B 的水平距离，0.5m 得到 $M_z = M_{a0} + (G_H + G_C) L_B$

$$=13599+ (49000+1347Q \times 0.5 =44834 (N - m$$

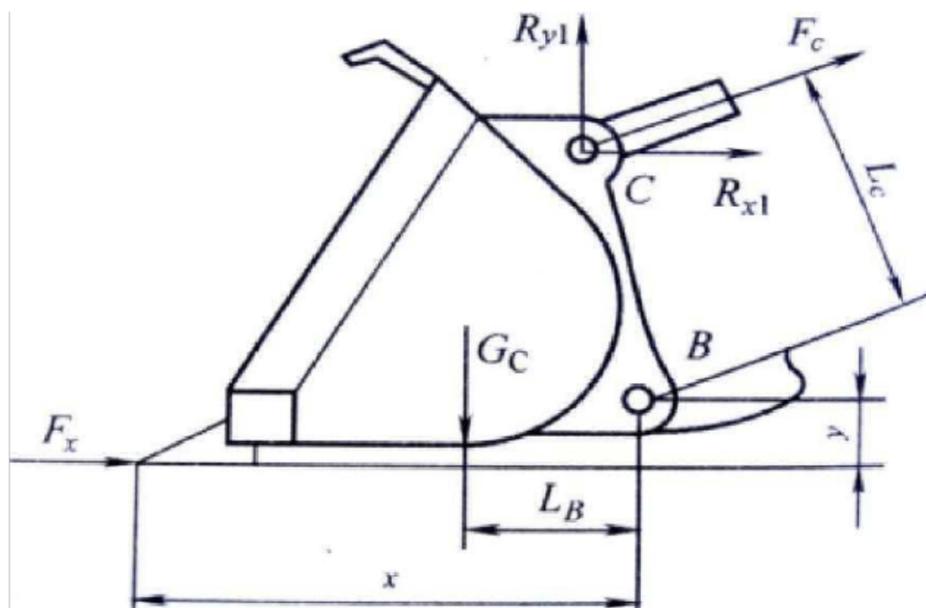


图 8 作用在转斗连杆上力的确定

Fig 8 Turn on role in determ in atio n of connecting force of fight

作用在转斗连杆上的力 F_c : 铲斗充分插入料堆后开始转斗时, 作用在铲斗与铲斗 连杆铰销上的力 F_c

$$F_c = \frac{M}{L_c} \quad (14)$$

式中 L_c ——铲斗回转中心至 F_c 的作用线的垂直距离, 0.430m

$$\begin{aligned} \text{得到 } F_c &= \frac{44834}{0.43} \\ &= 104265 \quad (N) \end{aligned}$$

4.3.2 强度校核

摇臂的强度校核, 在对称载荷作用下, 摇臂可看作是支承在动臂 B 点变截面曲梁。

由式 24 可得 $F_c=104265 \text{ N}$, 取单边侧板为研究对象, 得到

$$R = \frac{F_c}{2} = 52132.5 \text{ N} \quad (15)$$

由 $\sum M = 0$, 得到

$$F_2 = F_1 \cdot l_1 / l_2 \quad (16)$$

代入数据得到 $F_2 = 52132.5 \cdot 830 / 600$

$$= 72116 \text{ N}$$

弯矩

$$M_{l_1} = 43269 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

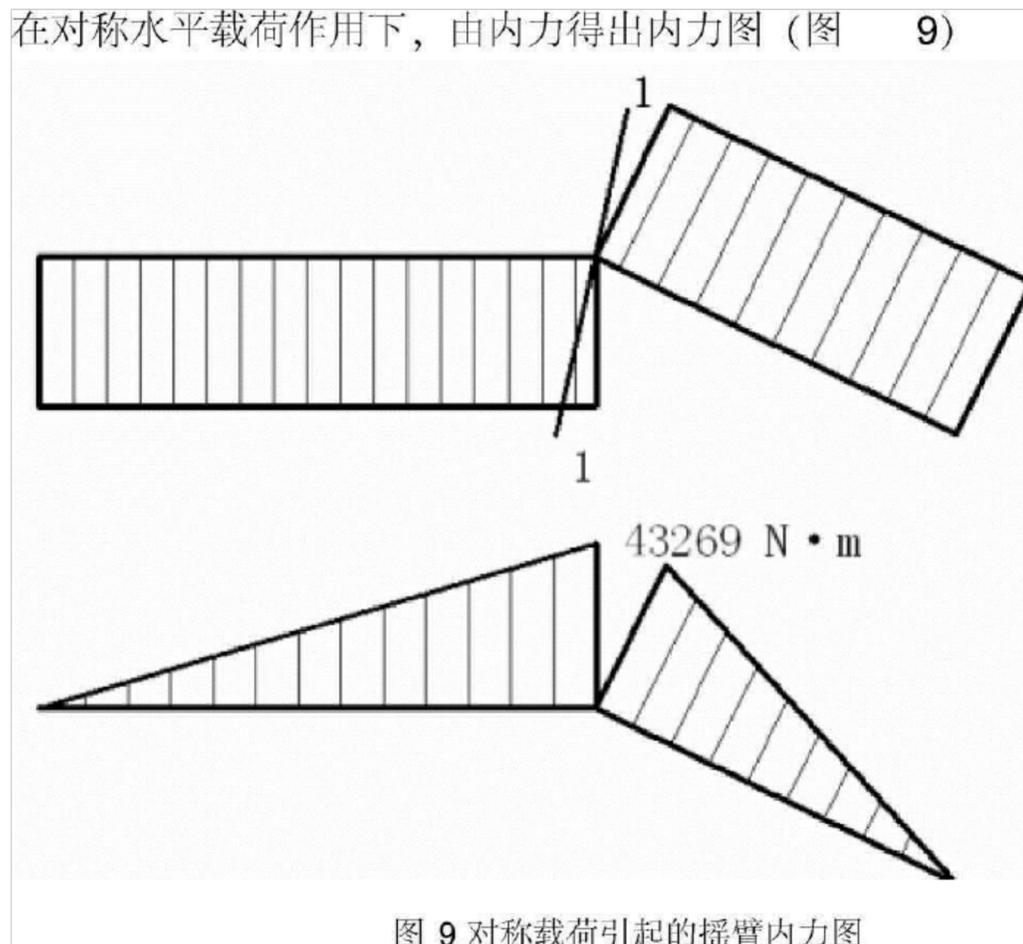


Fig 9 Load symmetry in caused to the rocker

然后对危险断面强度校核。对于危险断面 1-1，在此断面上作用有弯曲应力和正应力，以其合成应力所表示的强度条件为

$$\sigma_{\text{合成}} \leq [\sigma] \quad (18)$$

$$A = (2R - d) \cdot b \quad (19)$$

由式 3-39 得到： $A = (2 \cdot 0.12 - 0.1) \cdot 0.045$

$$= 0.0063 \text{ m}^2$$

$$\text{得到: } \frac{43269}{0.0063} = 6868095 \text{ Pa} < 20000000 \text{ Pa}$$

强度通过

5 液压系统的设计和计算

5.1 初选系统的工作压力

压力的选择要根据载荷的大小和设备类型而定。还要考虑执行元件的装配空间，

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/22510014411012001>