

轮式装载机设计

吉林工业大学工程机械教研室 编



22

中国建筑工业出版社

lun Shi
Zhuang Zai Ji She Ji

本书共五篇十三章，以国产主要轮式装载机机型为例子，也选择了个别国外轮式装载机的新结构和新技术。书中论述了轮式装载机的牵引性、动力性和经济性、总体参数的选择和总体布置等；着重阐述了液力变矩器的结构及其基本原理，液力机械传动系档数和传动比的选择，动力换档定轴变速器和动力换档行星变速器的设计等；比较系统地分析了工作装置油路、转向油路、行走机构油路、液力机械传动系统操纵油路和液压系统设计等。

本书可供从事工程机械(建筑机械)科研、设计和制造工程技术人员参考，也可供大专院校工程机械专业师、生参考。

轮式装载机设计

吉林工业大学工程机械教研室 编

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
中国建筑工业出版社印刷厂印刷(北京阜外南礼士路)

*

开本：787×1092毫米 1/16 印张：22 字数：532 千字

1982年11月第一版 1982年11月第一次印刷

印数：1— 2,700册 定价：2.25元

统一书号：15040·3971

前 言

本书的初稿是为—机部矿山重型机械总局举办的“装载机设计”进修班编写的教材，也作过高等院校工程机械专业讲义及在国内工程机械行业中的一部份厂、矿、研究所等试用过。在试用过程中，反映较好。因此，在一机部矿山重型机械总局的支持下和兄弟单位的鼓励下，在初稿的基础上，作了适当的修改。

本书以国产主要装载机机型为例子，也选择了个别国外轮式装载机的新结构和新技术。全书共五篇十三章，其中包括基本理论、总体、工作装置、液力机械传动系、液压系统、底盘和主要部件的设计等，并比较系统地阐述了轮式装载机的设计方法。

本书由吉林工业大学诸文农、许纯新、郭凌汾、金万钧、张天一、马永辉、张子达等同志执笔编写，并由许纯新、金万钧两同志校阅，—机部矿山重型机械总局杨红旗、天津工程机械研究所燕棠、吉林工业大学罗邦杰三同志负责审阅。

本书在编写过程中，得到了国内许多厂、矿、研究所和兄弟院校的大力支持，在此表示感谢。特别应指出的是，本书“动力换档变速器”一章，主要是参考中国人民解放军工程兵学院的《液力机械传动》一书编写的。

由于编写时间匆促，以及编写人员水平有限，肯定有许多缺点和错误，希望广大读者提出宝贵意见，以便再版时订正。

吉林工业大学工程机械教研室

1979年9月

目 录

绪 论	1
第一篇 轮式装载机的行驶理论和总体布置	
第一章 轮式装载机的牵引性、动力性和经济性	8
第一节 车轮的运动学和动力学	8
第二节 装载机的牵引性	16
第三节 装载机的动力特性	21
第四节 装载机的燃料经济性	27
第二章 轮式装载机总体参数的选择和总体布置	34
第一节 概述	34
第二节 装载机铲掘时的作业阻力	38
第三节 装载机总体参数的选择	42
第四节 装载机的总体布置	48
第五节 装载机的稳定性	52
第三章 装载机工作装置设计	63
第一节 结构形式选择	63
第二节 工作装置的结构设计	66
第三节 铲斗的设计	72
第四节 工作装置的强度计算	76
第五节 装载机工作装置中油缸作用力的确定	81
第六节 工作装置的限位机构	83
第二篇 液力机械传动系设计	
第四章 液力变矩器设计	86
第一节 液力变矩器的结构和工作原理	86
第二节 液力变矩器设计	92
第三节 液力变矩器的补偿压力	119
第四节 液力变矩器的冷却	120
第五节 自由轮机构的设计	121
第六节 液力传动的工作液体	126
第五章 动力换档变速器设计	127
第一节 液力机械传动系档数和传动比的选择	127
第二节 动力换档定轴变速器的设计	131
第三节 动力换档行星变速器的设计	138

第四节 动力换挡变速器主要零部件的设计计算	165
-----------------------	-----

第三篇 轮式装载机驱动桥与万向节传动设计

第六章 轮式装载机驱动桥设计	180
第一节 驱动桥的功用与要求	180
第二节 主传动器设计	182
第三节 差速器设计	197
第四节 最终传动设计	206
第五节 半轴和桥壳	212
第七章 万向节传动设计	216
第一节 万向节传动形式	216
第二节 十字轴万向节传动原理	220
第三节 十字轴万向节基本尺寸选择	224

第四篇 轮式装载机转向系制动系及行走系的设计

第八章 轮式装载机转向系设计	227
第一节 概述	227
第二节 转向运动学	229
第三节 转向动力学	231
第四节 转向操纵机构设计	235
第五节 车架	241
第九章 轮式装载机制动系设计	242
第一节 概述	242
第二节 制动能力分析	242
第三节 典型制动系统分析	247
第四节 钳盘式制动器设计	251
第五节 气推油驱动机构的设计	258
第六节 手制动器设计	264
第十章 行走系	273
第一节 轮辋与轮毂	273
第二节 轮胎	274

第五篇 液压系统设计

第十一章 装载机液压系统分析	280
第一节 工作装置油路	280
第二节 转向油路	285
第三节 液力机械传动系统操纵油路	292
第四节 行走机构液压传动油路	297
第十二章 液压系统设计	304
第一节 液压系统设计要点	304

第二节	控制阀设计要点	306
第三节	油缸设计	316
第十三章	液压转向系统设计	330
第一节	滑阀式液压转向系统	330
第二节	转阀式液压转向系统	339

绪 论

装载机主要用来装卸成堆散料，也能进行轻度的铲掘工作。由于它适用于建筑、矿山、铁道、公路、水电等国民经济各个部门，因此，在国内外，产量与品种的发展都较快，是工程机械中的一个主要机种。

装载机根据不同的使用要求，发展形成了不同的结构类型。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；按行走系统结构不同，分成轮式装载机与履带式装载机；按卸料方式不同，分为前卸式（前端式）、后卸式与回转式装载机。本书主要论述露天工程用的轮式装载机的设计。

我国装载机的生产在近年来有了比较快的发展，目前已成批生产的露天工程用轮式装载机有：成都工程机械厂的斗容量为 1米^3 的ZL20、斗容量为 1.5米^3 的ZL30装载机，厦门工程机械厂的斗容量为 2米^3 的ZL40装载机，柳州、厦门两个工程机械厂的斗容量为 3米^3 的ZL50装载机。此外，国内好几个工程与矿山机械厂，正在设计试制斗容量为 5米^3 和 8米^3 的大型轮式装载机。

装载机的设计，大致要经历：明确任务、调查研究、制订设计任务书，进行整车布置、确定整机的主要性能参数，进行各部件的方案设计与强度计算，技术设计和工艺设计，试验鉴定和修改定型等这样一些阶段。

一台装载机的设计是否成功，首先是从能否满足使用要求，好造、好用、好修，具备较高的作业生产率和较低的使用成本来衡量的。这体现在设计工作中，就是应当使装载机具有较完善的技术经济性能与指标，以及先进的部件结构方案。

下面我们就装载机的作业方式与作业生产率，装载机各部件的结构方案，以及设计中应考虑整机性能，作初步的阐述。

一、装载机的作业方式与作业生产率

装载机装卸物料的作业，是由机械的前进、铲装、后退、转向和卸载五个动作构成的工作循环完成的。

图1为装载机完成一个工作循环装卸物料的示意图。当装载机位于不同的工作位置时，其发动机、传动

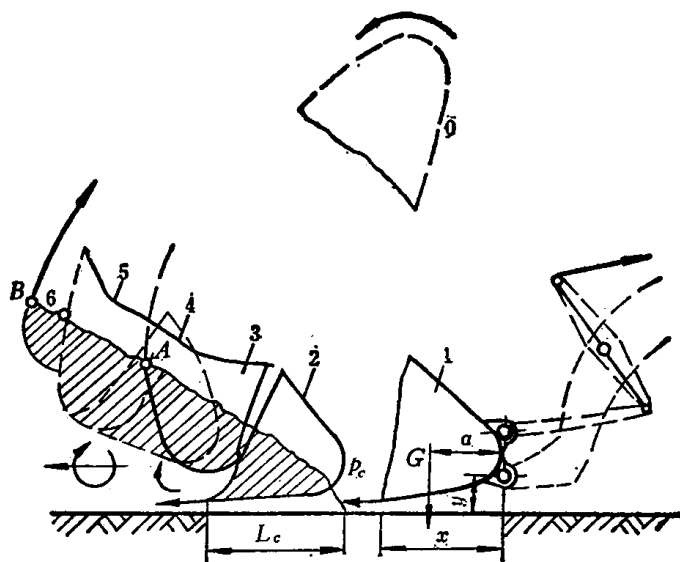


图1 装载机完成一个工作循环的示意图

1—铲斗插入料堆的起始位置；2—铲斗插入料堆达到最大深度的位置；3—铲斗开始上翻的位置；4、5—铲斗边插入边提斗复合动作的位置；6—铲斗铲料工序完成开始提升的位置；0—铲斗下翻的汽车卸载的位置

系与行走、工作装置、转向系各个部分消耗动力的情况，见表1。

由表1可见，在一个工作循环中，铲掘工作II是需要动力最大的动作，因此，它是设计时选择发动机功率大小的依据。

装载机在完成作业循环中各部分的动力消耗

表 1

位 置	发动机转速	行 车 动 力	装 载 动 力	转 向 动 力
I	加 速	大(用全驱动力)	小(5%)	小(10~15%)
A	额定转速	中	小(5%)	小(10~15%)
II	低于额定转速	大(用全驱动力)	大(100%)	小(10~15%)
B	加 速	大→中	中(40~60%)	大(30~50%)
III	减 速	小	中(30%)	大(30~50%)
C	加 速	大→中	小(5~10%)	中→小
IV	中→大	小	中(15~20%)	小(10%)
D	加 速	大→中	小(5~10%)	大(30~50%)

装载机铲取物料，通常有两种操作方法：一次插入铲取法和边插入边提斗的铲取法（复合铲取法）。图2是这两种铲取法的铲土情况。

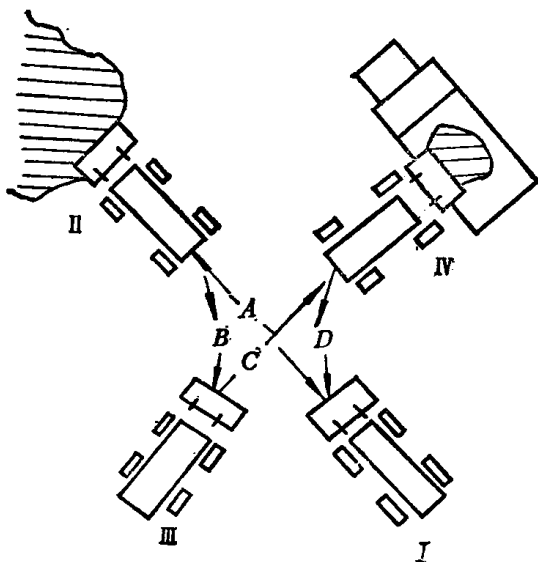


图 2 用不同铲取法铲土示意

当采用一次铲取法时，装载机以全驱动力按箭头方向使铲斗插入料堆，如图示1向2的位置，此时铲斗插入料堆的深度为料堆上 L_0 尺寸，然后利用液压系统使铲斗上翻到图示3的位置，再使装载机倒退向汽车卸载，如图0的铲斗位置。这种铲取法，铲斗与料堆相交于A点。

当采用复合铲取法时，是利用多次的边插入边提斗的复合动作来完成铲取物料的，如图示铲斗4与5的位置。由于复合铲取法可以缩短作业循环时间约10%，因此得到了广泛的应用。

作业方法不同，铲取物料时的插入阻力与铲起阻力亦不相同。因此，设计时整机性能参

数的确定，应联系考虑装载机铲取物料的方法。

装载机的作业生产率 Q ，是指单位时间装卸物料的重量（吨/小时），它可用下式计算：

$$Q = \frac{3600V \cdot K \cdot d \cdot E}{C_m} \text{ (吨/小时)}$$

式中 V ——铲斗容量（米³）；

K ——铲斗容积效率，它反映不同物料能装满铲斗的程度， $K=0.5\sim 1.25$ ；

d ——物料的容重（吨/米³）；

E ——工作时间效率，为装载机实际工作时间与运转时间的比例，与工地大小，土量多少，候车时间等因素有关；

C_m ——一个作业循环的时间，通常以20秒为标准。

装载机装卸物料的生产率，受到两个方面的因素影响：一是受现场条件、工作方法、物料性质、操作技术等使用因素影响；二是受装载机技术性能好坏的影响（它反映在作业生产率计算公式中，为铲斗容量 V 、铲斗容积效率 K 和作业循环时间 C_m 这三个参数）。

设计工作者的任务，就在于使所设计的装载机，在同级发动机功率下，具有较大的斗容量，较先进的整机技术性能和完善的各部件结构方案。

二、轮式装载机传动系各部件的结构方案

现代轮式装载机，除斗容量 1米^3 以下的小型装载机有两轮驱动外，绝大部分轮式装载机为了提高铲取物料的作业能力，都采用全轮驱动（四轮驱动）。另外，根据作业特点，为了缩短作业循环时间，提高生产率，广泛采用液力变矩器和动力换档变速器的传动系，液压操纵的工作装置和车架铰接式转向系，以及气推油助力的新型钳盘式制动器。

图4-48为ZL50装载机传动系简图。它的特点是：采用双涡轮液力变矩器、具有两个前进档一个倒退档的双排行星传动动力换档变速器，以及能实现拖起动、内燃机熄火转向、排气制动的“三合一”机构。

采用这些结构方案的设计思想，主要是从改善装载机的工作性能和简化传动系结构和提高部件的使用寿命出发的，具体地说，就是：

1) 由于变矩器具有较高的变矩比，因而可以改善装载机低速运行时铲斗插入料堆的工作能力，并可不经换档就迅速转入高速行驶，从而有利于提高装载机的作业生产率。

2) 由于双涡轮变矩器高速轻载时仅以二级涡轮工作，低速重载时主要以一级涡轮工作，因而变矩器本身就相当于有两个档的速度转换，从而可以减少变速器的档数，简化传动系结构。正是由于这一原因，才有条件采用二进一退的行星传动动力换档变速器。

3) 传动系中的“三合一”机构，是针对液力机械传动系的特点，即发动机与行走系之间非刚性连接，发动机熄火后，无法利用传动系传递行走系给发动机的驱动力这一情况而设置的。

ZL50装载机为四轮驱动装载机，作业时以全轮驱动，空车运输时，为防止产生寄生功率，仅用前轮驱动，因此后桥的传动可以用啮合套脱开。

图3斗容量为 5米^3 的KLD-100装载机的传动系简图。它的特点是：采用固定双导轮变矩器，三进三退定轴传动动力换档变速器，钳盘式制动器以及性能较完善的液压系统。

根据分析，该机采用的液力变矩器并不是专为该机设计的，而是引用现成的双导轮综合式液力变矩器。由于装载机的使用工况，工作负荷经常在变矩器自由轮起作用处变动，因而使用中自由轮频繁地接合、松离，容易损坏，也可能是由于设计制造没有过关，所以取消了自由轮，将双导轮固定。

另外，动力换档变速器采用定轴传动，是为了便于采用现成的换档离合器，借以降低整机生产成本。采用钳盘式制动器的目的，则是为了使装载机在泥泞沾水的恶劣条件下工作时，能有较好的制动性能。

该机的液压系统的性能比较完善，表现在：

1) 用手动液压先导阀控制工作装置的多路分配阀，所以操作比较轻便。

2) 在工作装置的液压系统中，采用了快速卸载阀，因而加速了动臂的下降速度，可以缩短作业循环时间。

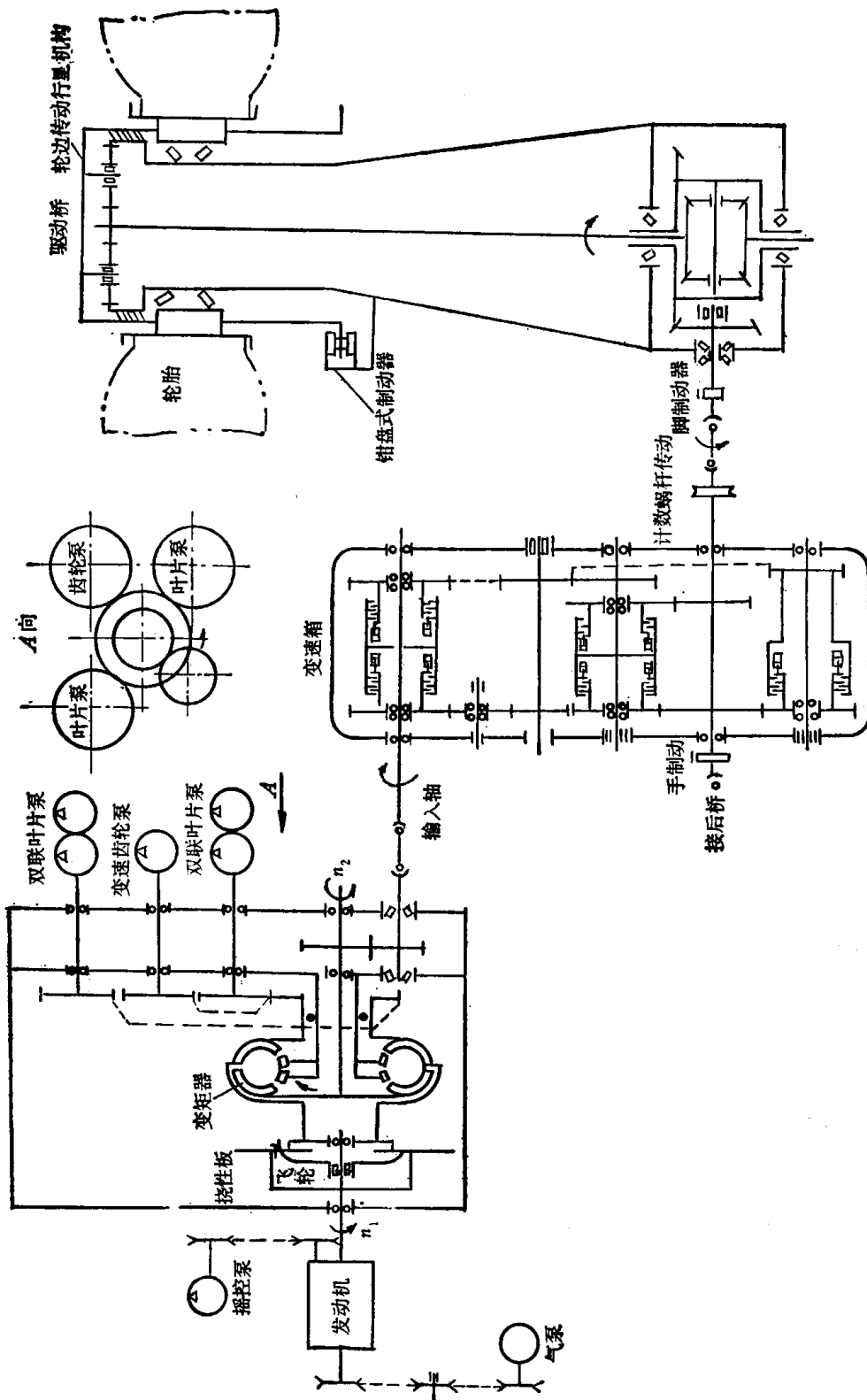


图 3 KLD-100 装载机传动系简图

3) 在转向与工作装置的液压油路中, 采用了大容量辅助泵, 供两个系统共用, 借以解决转向或工作装置使用时, 有时需要大流量的矛盾。

KLD-100 装载机是日本川崎重工业公司新生产的大型轮式装载机, 从上述对其采用的各部件方案的分析中可以看出, 其主导思想: 一是为了降低生产成本, 借以获取较大利润; 二是力求改善装载机的使用性能, 以获得产品在国际市场的竞争能力。该机是在引进美国技术与液压元件的基础上设计制造的。

三、国外装载机的发展动态

轮式装载机由于有用途广、作业生产率高、机动性好、短距离铲运土石方时作业成本低等优点, 因此随着建筑、水利、采矿等大型工程发展的需要, 在国外出现了不断设计制造新型的大功率、大斗容量轮式装载机的趋向。例如, 美国国际收割机公司设计的580型装载机, 功率达1075马力, 斗容量为16.1米³, 又如美国克拉克公司设计的675型装载机, 功率达1316马力, 斗容量为18.4米³。

随着装载机的大型化, 相应地在动力、传动系统、转向系统、制动系统、行走系统和工作装置等各个方面, 也有了相应的发展。

1) 动力装置: 目前占主导地位的仍然是以柴油机为动力, 并普遍采用涡轮增压。为了适应大功率装载机设计的需要, 675型装载机采取将两台飞轮马力为658马力的柴油机并联使用。此外, 则出现了采用柴油机——发电机——电动机的动力驱动系统。在美国有些公司还正在研制采用燃气轮机作为大型装载机的动力。

2) 传动系统: 由于液力机械传动系统具有质量小、适应作业要求的性能好、操作方便等优点, 因而仍是普遍采用的结构型式。

液力机械传动系统的变矩器, 采用单级三元件的结构居多。此外, 双涡轮变矩器由于制动工况变矩比大, 而且双涡轮的工作情况相当于两个排档, 可以减少动力换档变速器的排档数, 简化传动系结构, 所以至今仍在很多型号装载机上获得采用。

近年来国外在研制新型号装载机的工作中, 比较注意解决发动机功率在作业过程中的合理分配与利用问题。例如美国国际收割公司的580型、卡脱皮勒公司的988B型和日本神户制钢所的LK1500型装载机等, 都装有在作业过程中可对工作装置与行走系统进行功率分配的装置。其中一种结构形式, 是在发动机与变矩器之间装一个油压压紧力可调的调节离合器, 凭借这个系统, 发动机的动力可按司机的意感, 以任何比例分配给工作装置用的油泵和行走系统。这就可以在铲装时把较大功率分配给工作装置, 在运输时把较大功率传给行走系, 从而保持发动机始终处于较高的转速下工作, 提高作业生产率。

为了实现在作业过程中合理分配发动机功率这一目的, 美国新生产的卡脱皮勒988B型装载机, 采用了双泵轮变矩器, 它有内外两个泵轮, 在操作手柄的控制下, 可以独自工作、同时工作或相对工作, 从而使得变矩器的吸收功率和输出功率可以在一个相当大的范围内进行无级变化。这样, 就可以根据装载机的作业工况, 把发动机功率合理地分配给工作装置与行走系统。

液力机械传动系统的动力换档变速器, 仍然是定轴式和行星式两种结构。但是, 随着装载机作业范围的扩大, 装载机的排档数目有扩大的趋向。例如, 美国卡脱皮勒988B型装载机原为三个前进档三个倒退档, 而988B型已改为四个前进档四个倒退档。另外, 对动力换档变速器的设计, 比较注意改善液压控制系统的性能, 如换档离合器的分离、接合性

能，保证装载机起动安全性等。

3) 转向系统：普遍采用液压助力转向系统，并发展了全液压转向的设计方案，例如双管路系统与采用流量放大分配阀的方案等。这些新方案的特点是有较好的转向性能，简化了转向系部件在装载机上的布置，并能使转向操纵系统实现高度标准化。

另外，为了保证装载机的使用安全性，国外在对紧急情况下的转向问题，比较注意。例如为了保证在发动机过载熄火、下坡熄火等情况下，不使装载机失去操纵，有些公司生产的装载机，装有供紧急情况下应用的由电动泵或蓄能器构成的辅助转向系统。

4) 制动系统：大型装载机在制动时要吸收大量的能量，这些能量大部分在制动器中转化为热能而散失掉。因此，对大型装载机的制动器设计，摩擦热的消散，摩擦材料的磨损，成为必须很好解决的突出问题。钳盘式制动器虽然具有良好的散热与制动性能，摩擦材料也有足够长的寿命，但由于受结构布置的限制，制动容量不能过大。因此，近几年在国外一些大型装载机上，例如卡脱皮勒 988B 型装载机，开始采用封闭结构的多片湿式制动器。由于采用多片结构，制动面积大，同时因为用油液循环冷却，散热效果好，因而具有较大的制动容量与较好的制动效果。

5) 行走系统：由于轮胎在装载机的生产成本和使用成本中占有很大比重，因此，国外对改进轮胎的结构，提高轮胎的使用寿命，进行了许多研究工作。通常，国外一种型号装载机，备有供不同条件下使用的数种轮胎，例如用于沙土与软路面的牵引轮胎，抗磨性较好的岩石路面用的浅花纹或深花纹轮胎，无花纹平面轮胎等。为了减少轮胎在矿山等多岩石场地使用时的磨损，国外还很注意研究轮胎的保护装置，其中有一种为“垫式履带装置”，它由包在特制的圆筒形轮胎外面的一圈履带板构成，用来保护轮胎免受刺穿。

6) 工作装置：由于反转连杆机构的结构形式，在铲斗铲装时有较大的挖掘力，因此，在一些新型的装载机上得到了广泛的采用。在铲斗结构形式方面，国外有些公司研制了强制卸载的铲斗，它可以在铲斗呈水平或不大的倾斜度情况下，强行把物料推出。这样不但可以保证把粘附在铲斗上的物料卸尽，同时也增加了卸载高度。在工作装置的液压操纵系统方面，过去一般采用油压在 150~200 公斤/厘米² 的较多，目前有的装载机已将工作油压提高到 300 公斤/厘米²，从而大大提高了装载机的工作能力。

四、设计中应考虑整机性能

整机的技术经济性能好坏，是体现设计是否成功的主要标志。对装载机设计来说，整机的技术经济性能，主要应考虑：牵引性、动力性、经济性、稳定性、机动性和作业性。

1) 牵引性，是装载机在不同工作速度下所能发出的最大牵引力的性能。它影响到机子的工作能力与工作效率。牵引性能的好坏，是用牵引功率和牵引效率来评价的。它反映了装载机利用发动机功率进行工作的有效程度，是最重要的一个性能指标。

2) 动力性，是反映装载机在行驶中，以不同档位工作时，所具有的加速性能，以及所能达到的最大行驶速度和爬坡能力的一个性能。动力性能的好坏，用动力因数来评价。

3) 经济性，是反映装载机在工作中燃料消耗是否经济合理的性能。它有两个指标：一是每牵引马力小时消耗的燃油克数，这个指标可以用来比较不同装载机的经济性的好坏；另一个是作业中装卸每吨物料消耗的燃料克数，这个指标可以用来核算作业的生产成本。由于后者包含着使用中各种因素的影响，因此不能用作评价不同装载机经济性能好坏

的指标。

4) 稳定性, 是装载机在坡道上行驶时不失去稳定和不倾翻的性能。它关系到装载机在坡道行驶的安全性, 因此, 是一个很重要的性能指标。装载机的稳定性用稳定度这一指标的大小来表示。

5) 机动性, 是装载机能否在狭窄场地转向和通过的性能。因此, 可以用外侧轮胎和铲斗的转向半径来标志。机动性的好坏, 影响到装载机的适用程度。

6) 作业性, 是反映装载机整机使用好坏的性能, 通常以同级功率下作业生产率的高低为评价指标, 它与整机所具有的切削力、掘起力、铲斗容量和容积效率以及工作装置杠杆系统的工作速度等有关。

上述整机的各种性能, 是由总体设计和各部件的设计来保证的。它涉及到合理选用发动机功率, 合理确定总体参数和进行总体布置, 合理选用传动系各部件的结构方案, 合理设计工作装置、转向、制动、行走等各个系统。

下面我们将分章阐述装载机的整机性能、总体布置和总体参数的确定以及各部件的设计方法。

第一篇 轮式装载机的行驶 理论和总体布置

第一章 轮式装载机的牵引性、 动力性和经济性

第一节 车轮的运动学和动力学

装载机的作业和行驶是作用在装载机上各个力的综合效果。这些力是：由装载机重量所产生的重力；由发动机工作所产生的驱动力和伴随装载机运动所产生的各种阻力。

装载机的重量 W （图 1-1）作用于装载机的重心上，并以一定的比例分配于前后桥，成为作用于前后桥的载荷，通过轮胎由地面承受。因此，地面给前后轮一个与该载荷大小相等、方向相反的垂直反作用力 Z_1 和 Z_2 。

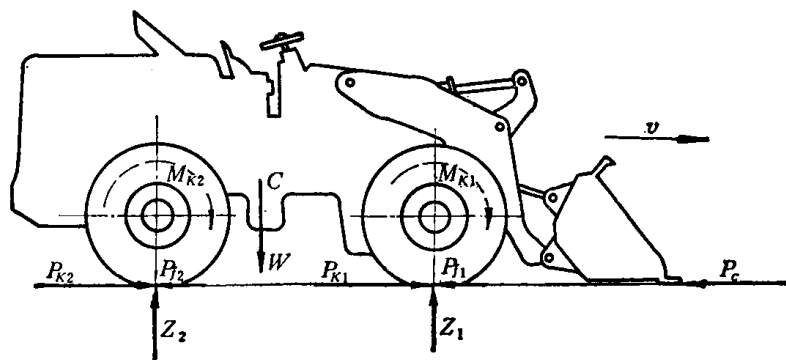


图 1-1 装载机行驶原理简图

当发动机工作时，发动机飞轮上的扭矩 M_F ，经装载机的传动系传到驱动轮上，此力矩用 M_K 表示，叫做驱动力矩。 M_K 可用下式计算：

$$M_K = K \cdot \eta_D \cdot i_D \cdot M_F \quad (1-1)$$

式中 K ——变矩器的变矩比；

η_D ——传动系统总效率；

i_D ——自变速器至驱动轮的总传动比。

对于四轮驱动装载机，前后轮均发挥驱动力矩，因此，

$$M_K = M_{K1} + M_{K2}$$

式中 M_{K1} ——前轮驱动力矩；

M_{K2} ——后轮驱动力矩。

在驱动力矩的作用下，驱动轮与土壤的接触面的各个微小部分上都产生了土壤反作用力。这些反作用力的水平分力，可合成为作用在驱动轮上的水平分力 P_{K1} 和 P_{K2} 。 P_{K1} 和

P_{K2} 的方向与装载机行驶方向相同,是驱使装载机运动的主动动力,叫做装载机的驱动力。

若装载机在水平地段上,仅用前桥驱动行驶,以速度 v 作等速直线运动,驱动力 P_{K1} 必须克服路面给车轮的水平反作用力 P_{f1} 、 P_{f2} 的和。 P_{f1} 、 P_{f2} 叫做前轮和后轮的滚动阻力。

若装载机在水平地段上,前后桥同时驱动进行作业,作等速运动插入料堆,则前后轮上驱动力 P_{K1} 、 P_{K2} 的总和,即装载机的总驱动力 P_K 除克服 P_{f1} 、 P_{f2} 之外,还必须克服料堆作用在铲斗斗刃上的插入阻力 P_c 。

由上述分析可知:装载机的运动是由轮胎与路面的相互作用而实现的。因此,车轮的运动规律、车轮与地面间力的相互作用情况,就成为研究装载机牵引性、动力性和经济性的基础。

一、车轮的运动学

轮式装载机采用充气轮胎,可以是有内胎的,也可以是无内胎的。轮胎的规格以轮辋直径 d 和轮胎断面宽度 b 表示,写作 $b-d$ 。在产品目录上给出轮胎的名义直径 D 。轮胎名义半径即轮胎名义直径之半,用符号 r 表示。

当轮胎充气后,在不受载荷的情况下,所测出的车轮平均半径,叫做车轮的自由半径,用 r_0 表示。

充气轮胎在静止状态受载时,车轮几何中心到地面的距离,叫做车轮的静力半径,用 r_c 表示。因此,由于轮胎在受载后产生径向变形,同一规格轮胎的静力半径小于它的名义半径。

装载机行驶时,车轮在路面上滚动,此时车轮受到路面反作用力而产生切向变形。在纯滚动时考虑了轮胎径向和切向变形的车轮半径,叫做车轮的动力半径,用 r_d 表示。

在装载机运动时,如果实测某一定时间车轮几何中心移过的距离 S 和车轮在同一时间的转数 n_K ,可发现 $S \neq 2\pi r_0 n_K$ 。这是因为车轮在实际运动时不是纯滚动。当 $S > 2\pi r_0 n_K$ 时,车轮有滑移现象;当 $S < 2\pi r_0 n_K$ 时,车轮有滑转现象。为进一步研究滑移和滑转现象,可设一假想半径 r_s ,令 $2\pi r_s n_K = S$,做为车轮的回转运动与平移运动间的换算半径。

则
$$r_s = \frac{S}{2\pi n_K} \quad (1-2)$$

r_s 叫做车轮的滚动半径。

图 1-2 是车轮运动简图。图上粗实线画出了充气轮胎在一般路面上滚动的运动图。变形后的轮胎与变形后的路面接触于 AOB 。在纵切面上 AOB 的长度表示地面对轮胎支承面的长度。 O_1 是换算车轮外圆与假想路面 $A'O_1B'$ 的切点。这样,实际弹性轮胎在塑性路面上的运动情况,可用同效的刚性圆在假想刚性路面上无滑转、无滑移的纯滚动表示。

由运动学可知: O_1 是车轮运动的瞬时中心,车轮上任一点的速度等于该点与 O_1 连线长度与角速度 ω_K 的乘积,方向与连线垂直。故 O 点速度为:

$$v = r_s \omega_K \quad (1-3)$$

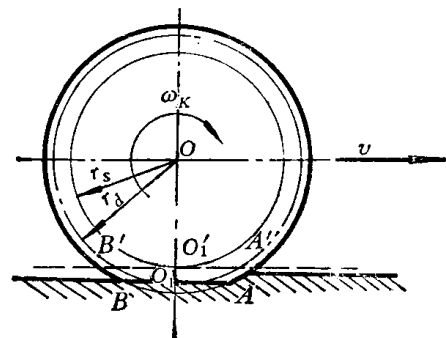


图 1-2 充气轮胎在一般路面上的运动简图

v 即车轮的实际平移速度，它是车轮滚动半径与车轮旋转角速度的乘积。

改写式 (1-2) 得：

$$S = 2\pi r_s n_K \quad (1-4)$$

根据前述车轮滑转和滑移的定义可知：

1. 车轮滑转时

$$2\pi r_d n_K > S \geq 0$$

将 (1-4) 代入上式：

$$\begin{aligned} 2\pi r_d n_K > 2\pi r_s n_K \geq 0, \\ \therefore r_d > r_s \geq 0 \end{aligned} \quad (1-5)$$

上式即车轮滑转的条件。当车轮滑转时，车轮的滚动半径在零和车轮动力半径间变动，随着滚动半径的逐渐减小，车轮滑转越趋严重，车轮的实际速度也渐趋于零。当 $r_s = 0$ 时，车轮实际速度等于零，出现只转不前进的现象。

车轮滑转时，处于 $A'O_1B'$ 线下的车轮上各点的绝对速度的方向，与车轮平移运动方向相反，这时轮胎支承面上各点与路面间发生相对位移，滑转越严重，相对位移速度也越大。

必须指出，滑转现象只能出现在驱动轮上。

2. 车轮滑移时

$$S > 2\pi r_d n_K$$

将式 (1-4) 代入上式：

$$2\pi r_s n_K > 2\pi r_d n_K$$

故

$$r_s > r_d$$

设将 $n_K = 0$ 代入式 (1-2)：

则

$$r_s \leq \infty$$

所以

$$\infty \geq r_s > r_d \quad (1-6)$$

式 (1-6) 即车轮滑移的条件。即当车轮滑移时，车轮的滚动半径在无穷大和车轮动力半径间变动，随着滚动半径的逐渐增大，车轮滑移越趋严重，车轮与路面间的滑移速度也越趋近于装载机的实际速度。当 $r_s = \infty$ 时，则 $n_K = 0$ ，车轮出现只滑移不转动的现象。

必须指出，滑移现象只能出现在从动轮或四轮驱动中的一对驱动轮上。

研究车轮的运动，讨论车轮的滑转和滑移现象，目的在于得知作用在车轮上的驱动力利用的有效性，在下面讨论车轮的动力学时将研究这一问题。

二、车轮的动力学

车轮分为从动轮与驱动轮。从动轮的滚动是由车架作用于轮轴上的力产生的。驱动轮的滚动是由作用在驱动轮上的驱动力矩产生的。以下分别讨论这两种情况。

1. 从动轮的动力学

当从动轮在水平地段上作等速直线无滑移运动时，在从动轮上作用有如下的一些力，如图1-3所示，图中：

W_2 ——装载机机体通过从动轮桥作用在从动轮上的垂直载荷和从动轮自重之和，

P_2 ——装载机机体通过从动轮桥作用于从动轮的水平推力；

Z_2 ——轮胎与路面全部支承面上反作用力的合力在垂直路面方向的分力；

P_{f2} ——轮胎与路面全部支承面上反作用力的合力在平行路面方向的分力，与从动轮

的运动方向相反，此力即从动轮的滚动阻力。

根据图1-3可以列出力和力矩平衡方程：

$$P_2 = P_{f2} \quad (1-7)$$

$$W_2 = Z_2 \quad (1-8)$$

$$P_{f2} r_{d2} = Z_2 \xi_2 \quad (1-9)$$

式中 r_{d2} ——从动轮动力半径，它是自车轮几何中心到 P_{f2} 的垂直距离；

ξ_2 ——从力 Z_2 到车轮几何中心的垂直距离，叫做从动轮的滚动摩擦系数，它的单位是长度单位。

车轮在力偶 P_2 和 P_{f2} 的作用下产生滚动。而力矩 $Z_2 \xi_2$ 阻碍车轮的滚动，叫做滚动阻力矩，用 M_{f2} 表示。

则
$$M_{f2} = Z_2 \cdot \xi_2 \quad (1-10)$$

由式(1-9)

$$P_{f2} = \frac{\xi_2}{r_{d2}} \cdot Z_2; \quad (1-11)$$

令

$$f_2 = \frac{\xi_2}{r_{d2}};$$

所以

$$P_{f2} = f_2 \cdot Z_2 \quad (1-12)$$

f_2 叫做从动轮的滚动阻力系数，它的值等于滚动摩擦系数与从动轮动力半径之比。滚动阻力系数越大则滚动阻力也越大。滚动阻力系数值可由试验测得。

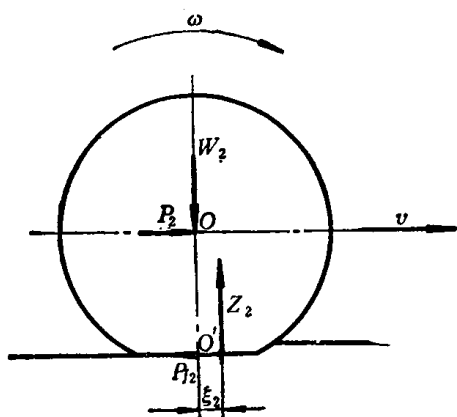


图 1-3 从动轮受力简图

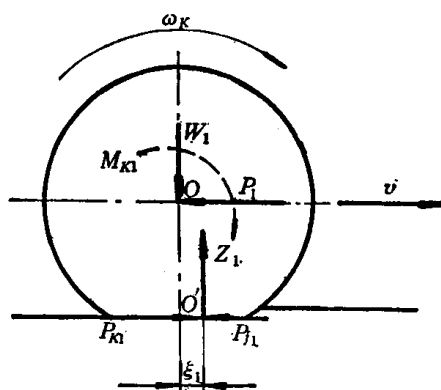


图 1-4 驱动轮的受力简图

2. 驱动轮的动力学

图1-4是驱动轮的受力图。当驱动轮在水平路段上作等速直线运动时，作用在驱动轮上有以下一些力和力矩：

W_1 ——装载机机体作用在驱动轮上的垂直载荷和驱动轮自重之和；

P_1 ——装载机机体作用于驱动轮的反作用力；

Z_1 ——当驱动轮滚动时，轮胎支承面作用于轮胎上全部反作用力在垂直地面方向上的分力；

P_{f1} ——轮胎支承面作用于轮胎上的全部反作用力在平行路面方向上的分力，其方向与驱动轮的平移运动方向相反，叫做驱动轮的滚动阻力；