

高 等 学 校 教 材

工 程 机 械

(下册)

西南交通大学 唐经世 编著

石家庄铁道学院 毛贵民 主审

中 国 铁 道 出 版 社

1996年·北京

书稿完成之日，我深深悼念在文化大革命后，第一轮正式出版教材与其前期铅印教材编著出版的十年里（1972~1981），并肩工作的我校车辆工程专家章涵绪副教授。往日的相互鼓励与帮助历历在目，他那治学严谨与一丝不苟、锲而不舍的精神，将永远留在我的心底深处。本书在内容和编排上有错误或不当之处，敬请阅读者批评指正。

唐经世志于 1996 年

(京)新登字 063 号

图书在版编目 (CIP) 数据

工程机械 下册/唐经世编著. 北京: 中国铁道出版社, 1996
高等学校教材
ISBN 7-113-02279-0

I. Ⅰ… II. 唐… III. 工程机械-高等学校-教材
N. TV6

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (96) 第 09172 号

内 容 简 介

本书分上、下两册出版。上册内容含工程机械的一般理论, 牵引力学, 总体设计与典型工程机械的总体与分析。下册内容为工程机械底盘的原理、构造与设计计算。

本书是高等学校教材, 也可供从事工程机械设计、制造、管理、修理与使用的专业人员参考。

高等学校教材

工 程 机 械

下册

西南交通大学 唐经世 编著

*

中国铁道出版社出版发行

(北京市宣武区南菜园街甲 72 号)

责任编辑 吴桂萍 封面设计 马 利

各地新华书店经售

北京市燕山联营印刷厂印

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 15.25 字数: 206 千

1996 年 11 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数: 1 3000 册

ISBN 7-113-02279-0/TH·58 定价: 13.00 元

前 言

《工程机械》一书作为高等学校试用教材,自从 1981 年以上、中、下三册问世以来,已多次重印,深受欢迎,本次作为高等学校教材出版。它除了满足高校教学需要外,还是工程单位、工程机械行业研究设计制造修理使用管理各部门常用的技术参考书籍,在教学科研等领域发挥了积极作用。

经以往数十年的教学实践,全国三十多个设工程机械专业方向的高等院校在专业课之中,多校设置了“工程机械底盘”与“工程机械”两门课程。前者讲授工程机械的传动系、行走系、操纵系;后者讲授工程机械的一般理论、总体设计、工作装置,并取不同的主要工程机械作典型予以讲授;两课程各为 60~85 授课学时不等。由于工程机械在理论与实践上日新月异的发展变化,本教材亟待在原书基础上增删与修订。

本书上册分四篇十八章,按“工程机械”课程教学大纲写成。下册分三篇十一章,按“工程机械底盘”课程教学大纲写成。全书由西南交通大学高国安(上册第一章~第九章)、唐经世(上册第十章~第十八章、下册全部)编著。

鉴于工程机械种类繁多,用途各异,不可能也没有必要在大学教材中逐一予以介绍。如前所述,本教材上下册分别按照各自的课程教学大纲,提取各工程机械共性部分撰写,以收举一反三之效。另选若干主要工程机械列入典型工程机械篇以介绍其特殊性。

此外,本教材作为专业课教材,注重理论与实践的紧密结合,注重用各种简图、示意图、构造图、系统图给读者以形象的认识与方便的理解,注重用图表给学生以明确的参数概念。文字叙述则简明扼要,以利学生思索分析。学生学习时,不要孤立地学某一种机械、某一种结构或某一种计算方法,要在融会贯通上,多下功夫、多思考、相互借鉴与引用。须知“他山之石,可以攻玉”、“学而不思则罔”这些中国古代名言于治学之正确性。从而自己得出结论:掌握工程机械,不难。

书稿完成之日,衷心感谢郑州、成都、厦门、柳州、天津、武汉、宝鸡工程机械厂,洛阳、天津、北京、上海建筑机械厂,贵阳、合肥矿山机械厂,长江挖掘机厂,沈阳桥梁厂,山东推土机厂,上海彭浦机器厂,天津工程机械研究所,铁道部中国土木工程公司,中国铁道建筑总公司贷款办,中国铁道建筑总公司铁道建筑研究设计院,中国铁路工程总公司工厂机械处,铁道部武汉工程机械研究所,铁道部大桥工程局,铁道部隧道工程局,铁道部第一、二、三、四、五工程局,以及外国公司 Caterpillar, Dresser, ZF, Rank, Atlas Copco, Tamrock, Komatsu 等先后提供的各种技术资料。可以说,此实践性强的专业课教材,其中相当一部分是在这批浩瀚的资料基础上提取而写成的。

衷心感谢本校与有关兄弟院校帮助过此教材编写的老师们,感谢你们的指导、鼓励、关怀、帮助与辛勤劳动。也衷心感谢西南交通大学描图员朱明露、任荣等,此类机械书籍制图的质量是确保教材质量优秀的关键因素之一。

目 录

第一篇 工程机械传动系

第一章 传动简图与传动计算	1
第一节 工程机械传动图示例.....	1
第二节 综 述.....	7
第三节 传动图中传动比的分配.....	10
第四节 计算载荷的确定.....	11
第二章 液力传动	13
第一节 液力偶合器与液力变矩器.....	13
第二节 液力变矩器的特性.....	21
第三节 液力变矩器的类型和应用.....	25
第四节 液力变矩器在工程机械中的应用.....	35
第五节 液力变矩器和发动机的组合.....	40
第六节 液力变矩器的补偿系统.....	43
第三章 主离合器	47
第一节 湿式杠杆压紧式主离合器.....	47
第二节 离合器的力矩计算.....	53
第三节 片式离合器的摩擦力矩计算.....	54
第四节 片式离合器主要参数的确定.....	56
第五节 摩擦传动元件的摩擦衬面.....	57
第四章 变 速 箱	59
第一节 履带式拖拉机的机械传动变速箱.....	59
第二节 ZL50 型装载机的行星式动力换档变速箱	64
第三节 CQ470 型铰接式自卸汽车的行星式动力换档变速箱	69
第四节 CL7 型铲运机的行星式动力换档变速箱	70
第五节 Caterpillar 铲运机的行星式动力换档变速箱	74
第六节 履带式推土机的行星式动力换档变速箱.....	77
第七节 行星式动力换档变速箱的通用化与系列化.....	78
第八节 行星排的基本计算.....	81
第九节 单向离合器.....	85
第十节 杭州·ZF 定轴式动力换档变速箱	87
第十一节 综 述.....	92
第五章 万向节与传动轴	94
第一节 万向节.....	94
第二节 传动轴.....	100

第六章 轮胎式工程机械驱动桥	103
第一节 差速器	103
第二节 铰接式装载机的驱动桥	111
第三节 轮胎式机械驱动桥设计	115
第七章 履带式工程机械驱动桥	121
第一节 履带式推土机的常规驱动桥	121
第二节 高位驱动轮式推土机的传动链	131
第三节 动力差速式转向	133
第四节 带式制动器设计	135

第二篇 工程机械行走系

第八章 履带式工程机械行走系	139
第一节 铲土运输机械的履带式行走系	139
第二节 挖掘机械的履带式行走系	155
第九章 轮胎式工程机械行走系	163
第一节 铰接式机架	163
第二节 整体式机架的转向轮定位	164
第三节 车桥	168
第四节 轮胎与轮辋	169

第三篇 工程机械操纵系

第十章 轮胎式工程机械转向系	177
第一节 转向系的作用与对转向系的要求	177
第二节 转向方式	178
第三节 转向器	180
第四节 偏转车轮式转向系的主要参数	187
第五节 机械反馈随动式动力转向	190
第六节 液压反馈随动式动力转向	194
第七节 动力转向系统的设计	200
第十一章 轮胎式工程机械制动系	205
第一节 制动器	206
第二节 制动驱动系统	214
第三节 辅助制动装置	222
第四节 制动器的制动力矩	224
第五节 蹄式制动器主要参数的确定	227
第六节 制动器的发热与温升计算	231
第七节 液压式驱动系统主要部件参数的确定	231
第八节 气压式驱动系统主要部件参数的确定	233
主要参考文献	236

第一篇 工程机械传动系

第一章 传动简图与传动计算

第一节 工程机械传动图示例

工程机械传动系可用简图表示其动力及运动传动情况，叫做传动简图或传动图。

图 1—1 为 T-150 (200) 型机械式（亦称直接驱动式）推土机传动系统图。机械式传动的特点在于传动效率高。在其传动系统中，采用了湿式主离合器，湿式转向离合器与制动器，变速箱换挡采用套合器。

图 1—2 为 TY-240 (320) 型液力机械式履带推土机传动系统图。液力机械式传动的特点在于对作业阻力的变化有良好的适应性。在此机的传动系统中，采用了液力变矩器、行星式动力换挡变速箱、湿式转向离合器与制动器。

图 1—3 为成都 ZL30 型铰接式轮胎式装载机传动系统图。传动系统中采用双涡轮液力机械变矩器、行星式动力换挡变速箱、双主传动驱动桥且前桥有差速器闭锁装置、大速比轮边减速器。

图 1—4 为 ZL50 型铰接式轮胎式装载机传动系统图。传动系统中采用双涡轮液力机械变矩器、行星式动力换挡变速箱和行星式轮边减速器。

图 1—5 为常州 ZLM-50 型铰接式轮胎式装载机传动系统图，采用三元件单相变矩器，定轴式动力换挡变速箱和行星式轮边减速器。

图 1—6 为郑州 CL7 型自行式铲运机传动系统图。采用带闭锁离合器的三相综合式液力变矩器、行星式动力换挡变速箱、行星式轮边减速器。

图 1—7 为 Caterpillar 621E 型自行式铲运机传动系统图。采用八个前进档的多档位半自动变速箱，低档时（一档、二档）为液力机械传动，三档至八档为机械传动以提高传动效率。装有气控差速锁。

图 1—8 为 Caterpillar G 系列平地机传动系统图。图中变速箱各行星排的传动参数 K 之值为 12G 型所采用。采用全机械传动，定轴式倒顺档箱，六档行星式变速箱。装有可控多片盘式差速锁。

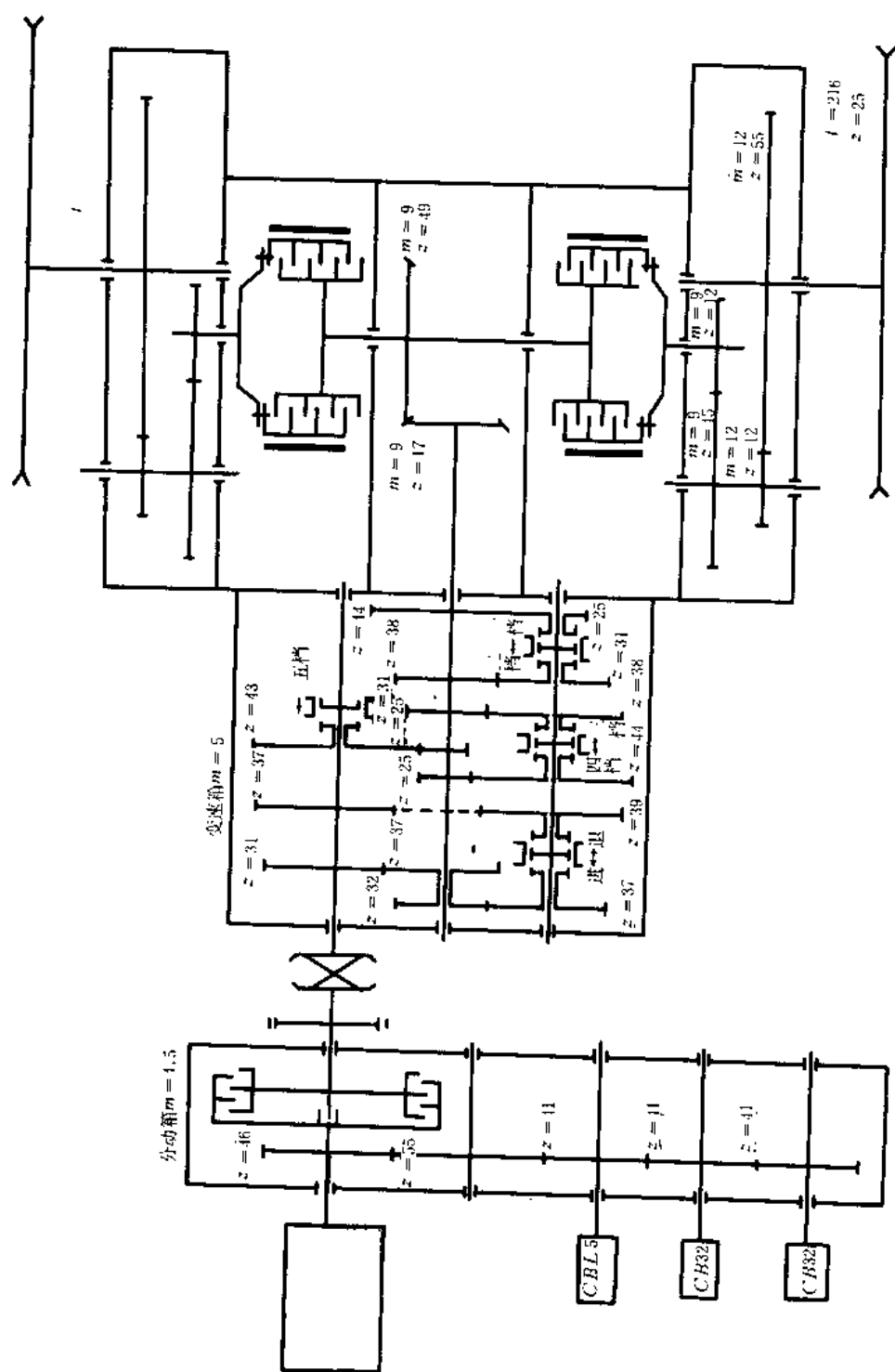


图 1-1 150 (200) 型推土机传动图

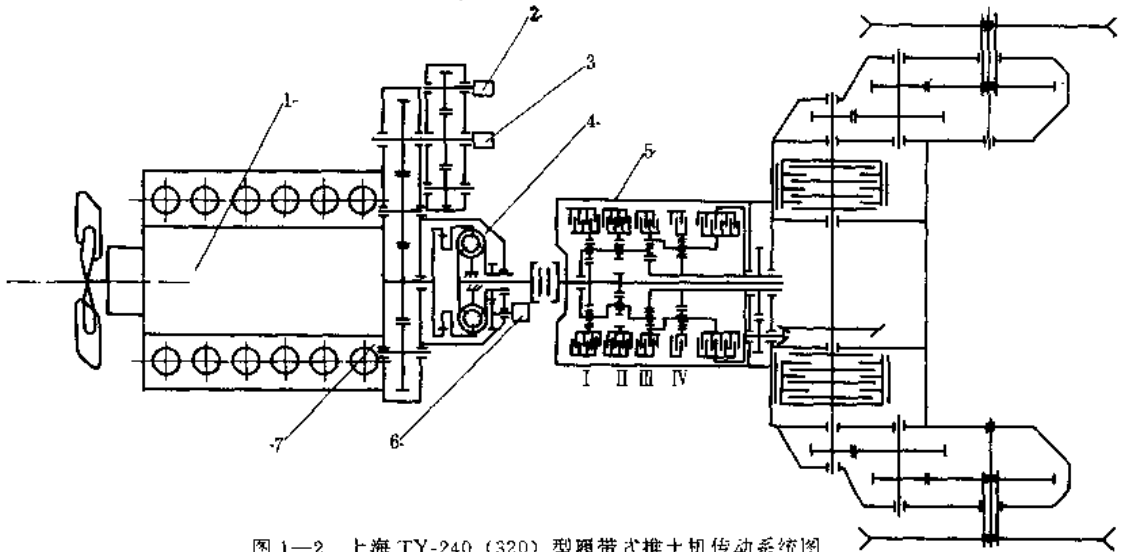
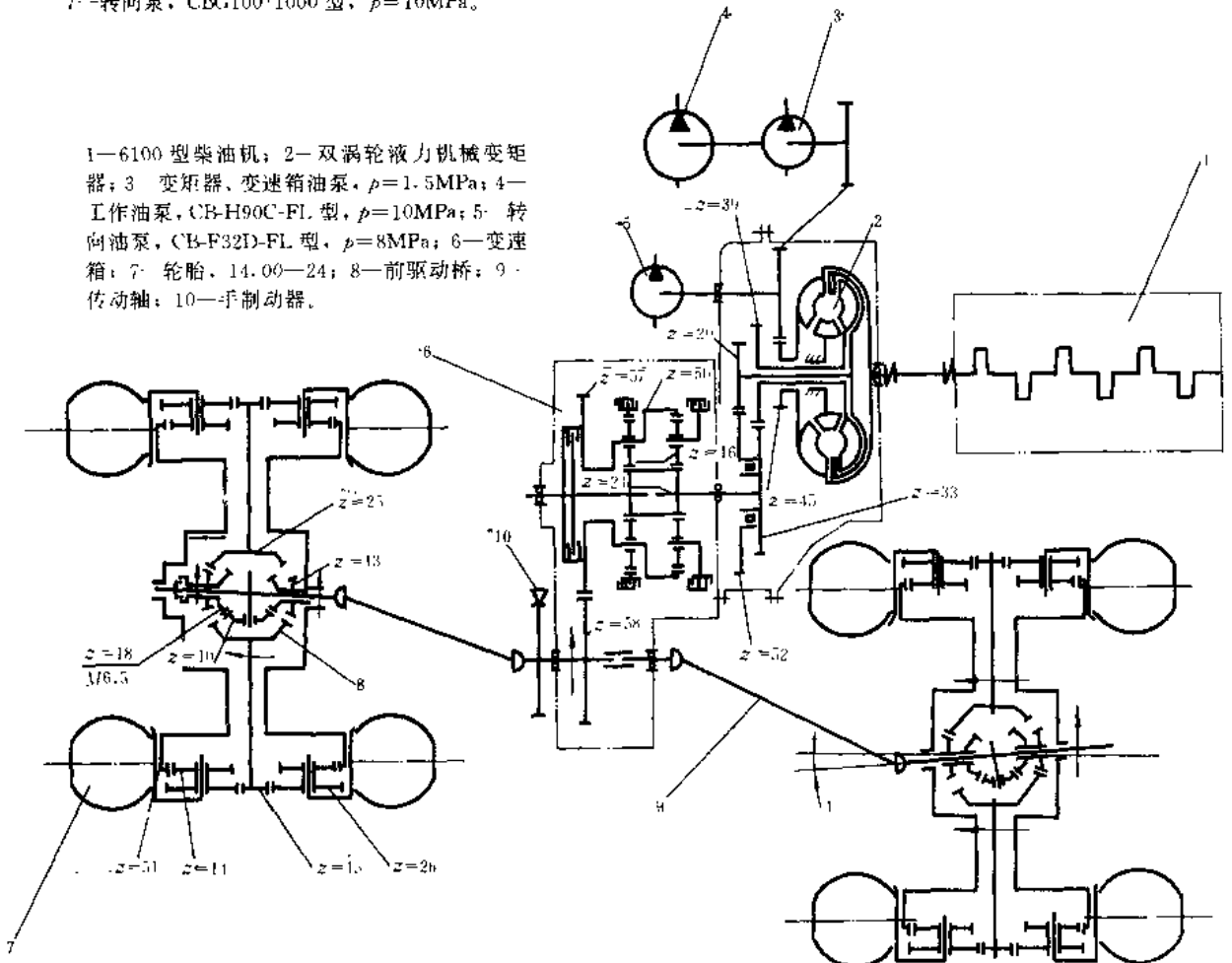


图 1-2 上海 TY-240 (320) 型履带式推土机传动系统图

1—12V135AK 型柴油机、2000r/min 时，不带附件，功率为 254kW (345 马力)；2—工作油泵，CBH90C-FL 型， $p=10\text{MPa}$ ；3—变速油泵，CBG50/1000 型， $p=10\text{MPa}$ ；4—液力变矩器；5—变速箱；6—吸油泵 (B-F 80 FL)；7—转向泵，CBG100/1000 型， $p=10\text{MPa}$ 。



1—6100 型柴油机；2—双涡轮液力机械变矩器；3—变矩器、变速箱油泵， $p=1.5\text{MPa}$ ；4—工作油泵，CBH90C-FL 型， $p=10\text{MPa}$ ；5—转向油泵，CB-F32D-FL 型， $p=8\text{MPa}$ ；6—变速箱；7—轮胎，14.00—24；8—前驱动桥；9—传动轴；10—手制动器。

图 1-3 ZL30 型铰接式轮胎式装载机传动系统图

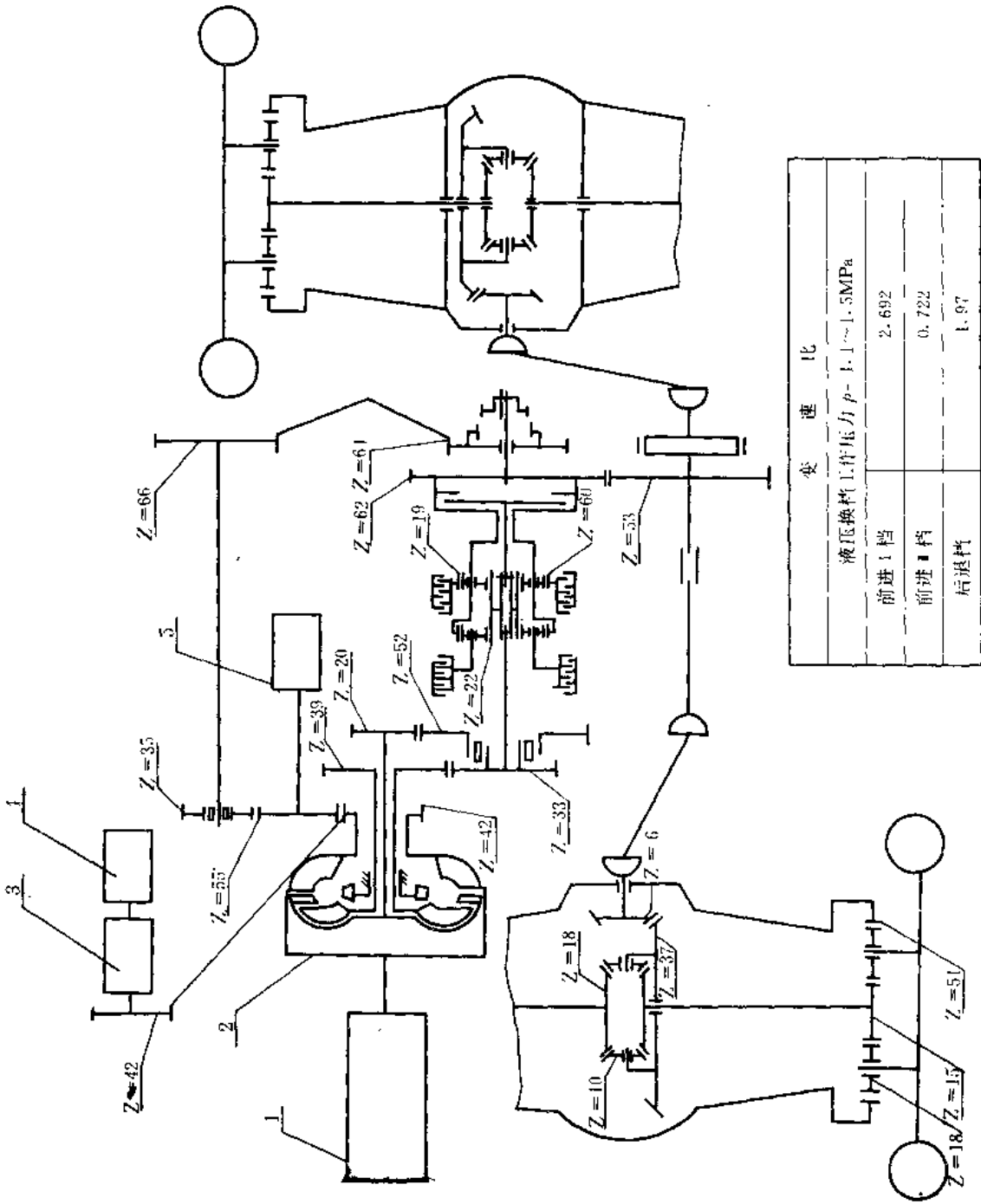


图 1-4 ZL50 型装载机行星式轮胎式装载机传动系统图
1-6135Q-1 带柴油缸; 2-双轴齿轮液力机械变速器; 3-变速箱操纵与变矩器补油泵; $p = 1.5 \text{ MPa}$, $Q = 140 \text{ L/min}$;
4-工作油泵, $p = 1.5 \text{ MPa}$, $Q = 320 \text{ L/min}$; 5-转向油泵, $p = 1.0 \text{ MPa}$, $Q = 75 \text{ L/min}$.

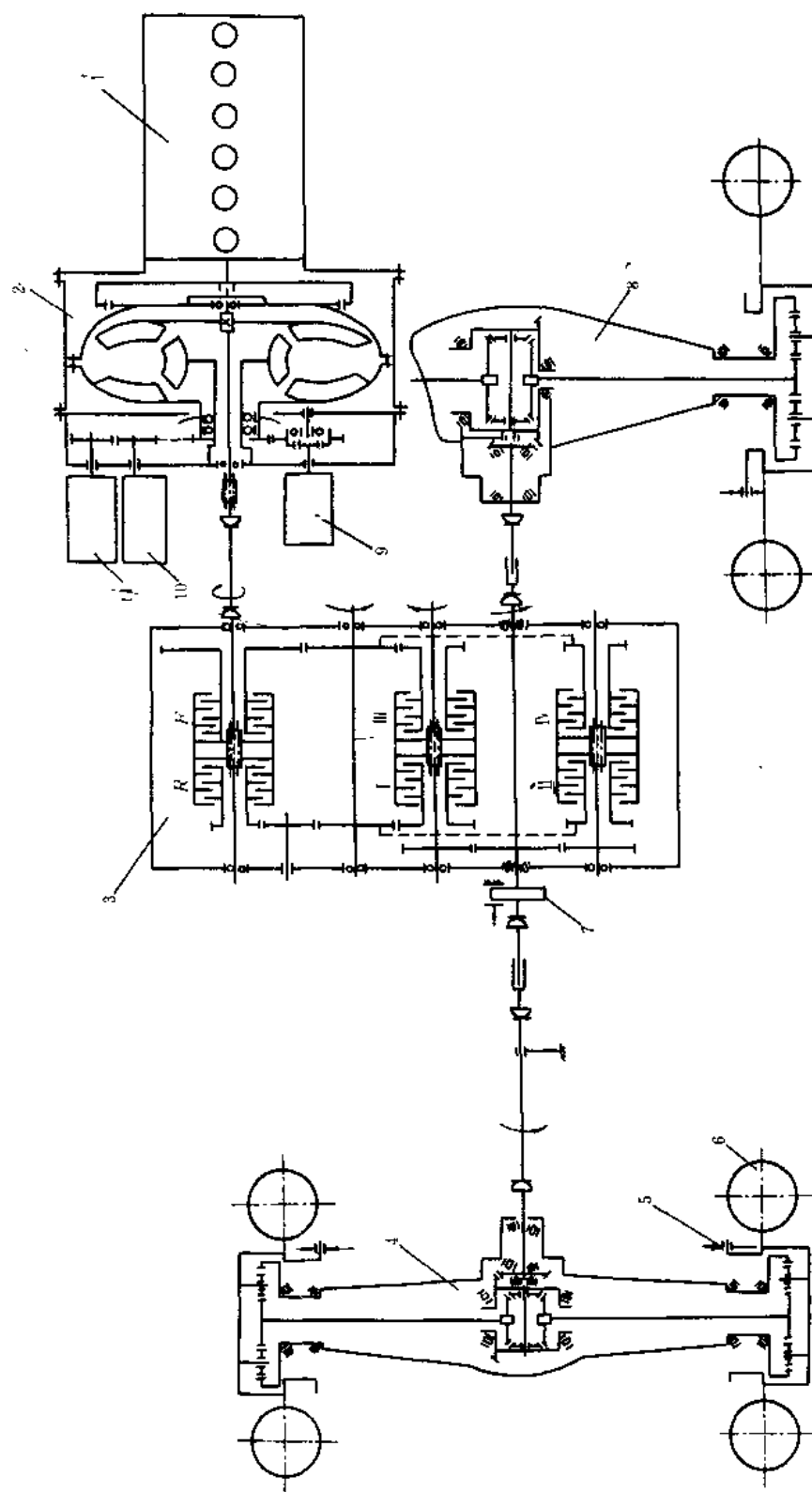


图 1-5 ZLM-50 型铰接式装载机传动系统图

1 - 6135Q-1 或 6135K-9A 型柴油机；2 变速器；3 变矩器；4 前桥；5 钳盘式制动器；6 23.5-25 轮胎；7 停车制动器；8 - 后桥；9 - 变速油泵 (CBX1 A045FL)；10 转向油泵 (CBX 2063)；11 工作油泵 (CBX 3160)。

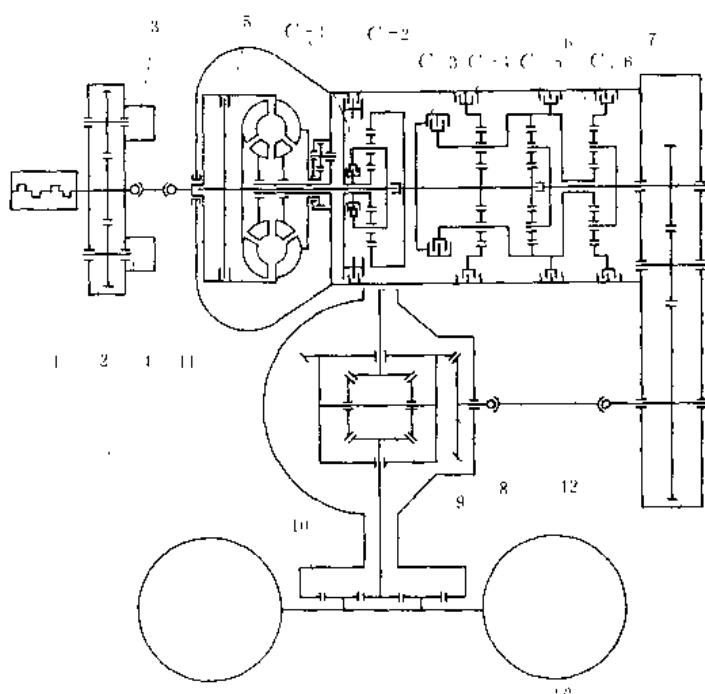


图 1—6 C1.7 型自行式铲运机
传动系统图

1—柴油机；2—分动箱；3—工作油泵，
CB-105C-FI 型， $p=14\text{MPa}$ ；4—转向油
泵，CB-E70C-FI 型， $p=14\text{MPa}$ ；5—液
力变矩器；6—变速箱；7—齿轮传动箱；
8—主传动；9—差速器；10—轮边减速
器；11—传动轴；12—传动轴。

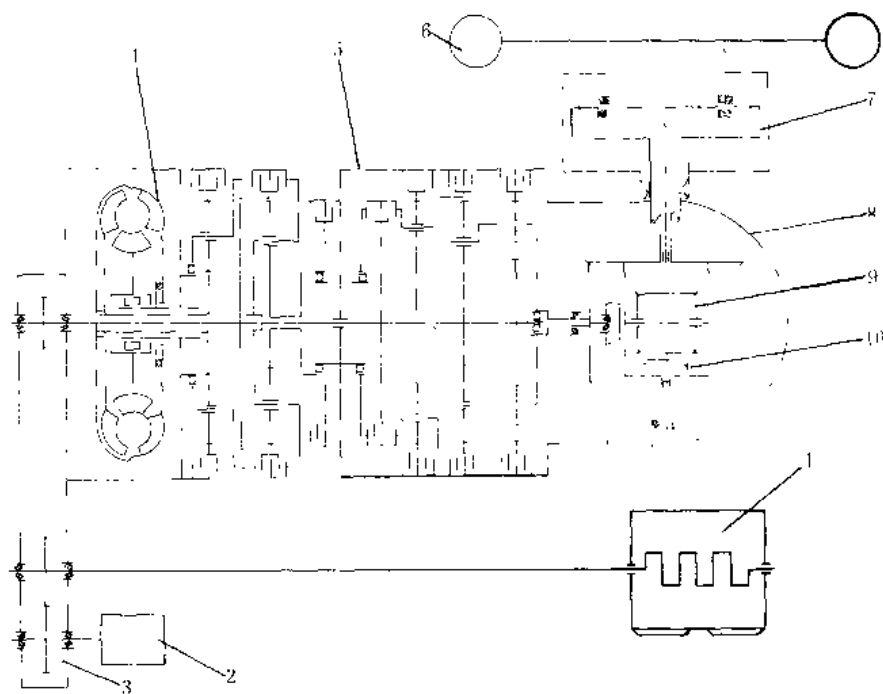


图 1—7 621E 型自行式铲运机传动系统图

1—3406 型 246kW, 1900r/min 柴油机；2—液泵；3—分动箱；4—三相综合式液力变矩器；5—行星式动力换挡
变速箱；6—33.25-29、26PR (E-3) 轮胎；7—轮边减速器；8—驱动桥；9—差速器；10—气控差速锁。

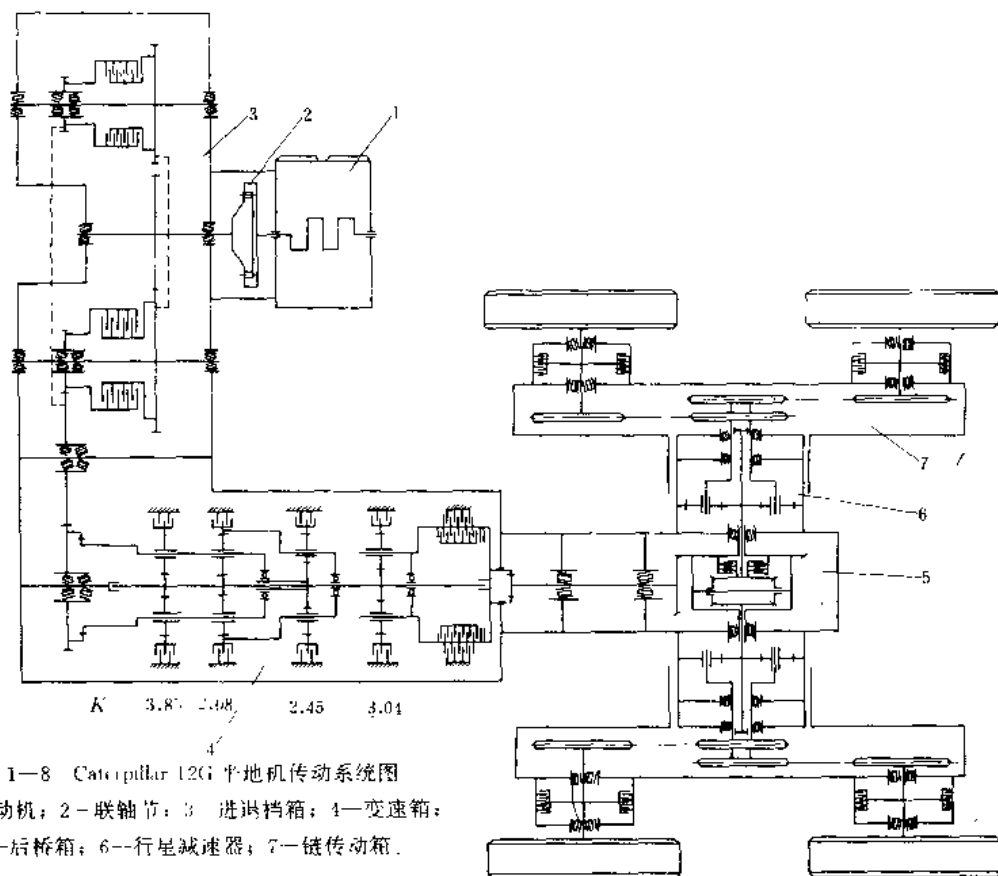


图 1-8 Caterpillar 12G 平地机传动系统图
1—发动机；2—联轴节；3—进退档箱；4—变速箱；
5—后桥箱；6—行星减速器；7—链传动箱。

第二节 综 述

综合上述传动简图，可见目前土方工程机械主要采用液力机械式或机械式传动。全液压式传动除单斗挖掘机、履带式装载机采用外，其他土方工程机械用得较少。电传动见图 1-9，除大吨位汽车外，采用少。

工程机械无论采用何种动力传动方式，都是以内燃机作为动力装置，主要采用柴油机，这是因为工程机械功率较大（如铲上运输机械一般都在 60kW 以上，而且逐步向大型发展），柴油机的经济性比汽油机好。

为便于起动，起动时应使内燃机空载。因此传动系中需要一个使内燃机和负载分离的离合器，此离合器又必须是接合时可以滑转的摩擦式离合器。在离合器分离的情况下起动内燃机，然后结合离合器将动力传给驱动轮。这种传动方式称机械式传动。传动系中如采用了液力变矩器的称液力机械式传动，起动时发动机

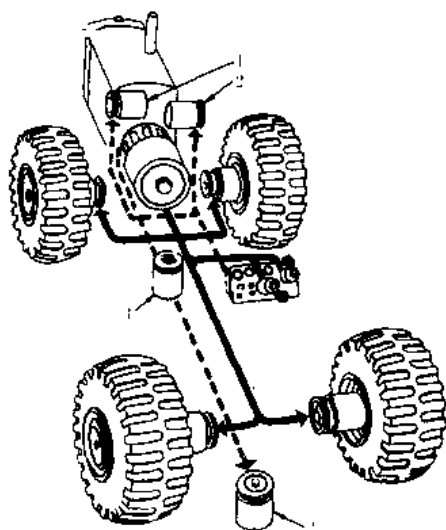


图 1-9 电传动铲运机动力传递示意图
1—斗门马达；2—斗提升马达；
3—斗后壁马达；4—转向马达。

转速低,低转速时变矩器转动阻力很小,因此从方便起动发动机考虑,不一定要另设主离合器。至于有的机器另设的变矩器闭锁离合器,那主要是在机器运行时运行阻力变化不大的情况下,使变矩器不起作用以提高传动效率、降低变矩器温升而设置的。闭锁离合器还便于工程机械的拖启动。设置闭锁离合器时应注意两点:一是应与综合式液力变矩器联合应用,否则闭锁离合器作用时,变矩器内部因导轮固定不动引起液力损失消耗功率;二是主要用于轮胎式铲土运输机械,因为履带式机器运行时行走部分内摩擦阻力较大,高速运行较少,设闭锁离合器意义不大。

内燃机的力矩和转速的变化范围都比较小,而工程机械作业和运行时要求牵引力和行驶速度的变化范围很大。工程机械要求进退自如,而内燃机却不能逆转,因此要装置变速箱来满足这两点要求。

内燃机转速高,力矩小,而工程机械作业时要求牵引力大,速度低,因此要有减速装置(中央传动或驱动桥、终传动或轮边减速、变速箱等)。

为满足机械转向要求,履带式机械传动系中一般插进转向离合器及转向制动器;轮胎式机械一般插进差速器。

目前我国工程机械传动系主要采用机械式(或称直接驱动式)与液力机械式,两者主要区别在于后者加装了液力变矩器。

机械式传动系的优点是传动效率高,结构简单,制造方便,工作可靠。不得已时还可以分合离合器利用高速运转的发动机的惯性产生冲击力帮助掘削。其缺点是传动系受到附加的冲击,动载荷大,易引起零部件不正常地过早损坏。作业时因阻力变化急剧而起步、换档、调节油门、分合离合器等动作频繁,司机比较劳累,且经常分合的元件也易磨损。

液力机械式传动系的优点是能适应阻力的不断变化,在较大范围内自动变更变矩器从动部分连同传动系的转速与力矩,因而自动改变机械的作业速度与牵引力。液力机械式传动系可减少变速箱档数和换档次数,减少传动系的冲击载荷。液力机械式的缺点是传动效率略低,因为液力变矩器本身的最高效率很少能达到92%。因此燃料消耗相应增加。此外,零部件制造的工艺要求也比机械式高。

由工程机械的传动图可见,变速箱的结构是各不相同的,但可以归为两类,即人力换档变速箱和动力换档变速箱。

人力换档变速箱多用于机械式传动系。又分滑动齿轮式和套合器式(如T-150(200)型推土机)等。换档作业时,为了减少齿轮的冲击,应使主离合器分离。履带式机器速度低、运行阻力大,一旦切断动力,从动部分就迅速停止转动,因此,应设有小制动器使变速箱主动部分和离合器从动部分的转动(因惯性力)迅速停止,才能很好地换上新的一档,因此,其特点是停车换档。轮胎式工程机械速度高、运行阻力小,只要根据路面情况和车速掌握好换档时机,不必停车换档。

动力换档变速箱多用于液力机械式传动系,也可以用于机械式传动系,如12G型平地机。采用油压操纵的摩擦式离合器或制动器进行换档,操纵轻便,简单迅速,换档不必停车,换档过程动力切断时间很短,使生产率相应提高;但动力换档结构复杂,要求制造精度高,否则易发生漏油、发热、咬死等各种故障。

为了缩小传动系的零件尺寸,在设计时往往采取转速高力矩小的方案。同时为了满足速度及牵引力等主要性能参数的要求,传动系的最后部分往往采用较大的传动比。因此,轮胎

式工程机械应有行星式轮边减速装置。履带式工程机械应有终传动装置，采用两级（个别情况为一级）圆柱齿轮式（如 T-150（200），TY-240（320）型推土机）或采用一级圆柱齿轮、一级行星齿轮式。

60 年代以来，工程机械结构设计方面最重大的变革之一，乃是液力机械传动的广泛采用。最常用的形式，就是在发动机和变速箱之间，插入一液力变矩器（也有个别采用液力离合器的），从而收到以下效果：

- 1. 改善工程机械的牵引性能，使机器随着外负荷的变化，在一定范围内，自动改变其牵引力和速度；
- 2. 可以适当减少变速箱的档数；
- 3. 发动机的扭振不会传到传动系；传动系的过载可不影响发动机；
- 4. 可以方便地实现动力换档，即在传递全部力矩的情况下换档；
- 5. 可以使操作简便，例如同一台履带式推土机换装液力机械传动后，操纵杆减少、操作省力；
- 6. 可以使保养简便。

上述各点又集中反映到工程机械的生产率上，据资料介绍，两台同型的履带式推土机，分别安装机械传动系（湿式主离合器、人力换档变速箱）和液力机械传动系（液力变矩器、动力换档变速箱），后者生产率提高近 50%。

液力机械传动既然有这么明显的优点，为什么发展晚于机械传动。这是因为：

- 1. 工艺因素和设计因素，必须采取各种技术措施，提高液力变矩器这一元件的制造质量和设计质量，努力提高变矩器的效率。如果这一部件传动效率低，不仅使发动机功率很大部分无谓地消耗掉，还要引起液力变矩器的发热。
- 2. 发动机因素，液力变矩器应与额定转速在 1800r/min 以上的发动机匹配共同工作，否则尺寸过大。

表 1--1 示出某些液力机械传动的工程机械变矩器-变速箱的结构特点和主要参数。

表 1--1

顺序	机器种类	型 号	行走系	液力变矩器			有效直径 (mm)	闭锁离 合器	动力换档变速箱		
				型 式	K*	η_{max}			型 式	前进 档数	后退 档数
1	推土机	郑州 74 型	轮胎	四元件一级三相综合式	3.8	0.91	440	有	定轴式	4	4
2		D85A-12 (老)	履带	四元件一级三相综合式	2.75	0.88		无	行星式	4	2
3		D85A-12 (新)	履带	三元件一级一相式		0.88		无	行星式	3	3
4		TY240 (320)	履带	三元件一级一相式	2.8			无	行星式	3	3
5		TY300 (410)	履带	三元件一级一相式	2.7			无	行星式	4	4
6	铲运机	郑州 CL7 型	轮胎	四元件一级三相综合式	3.0		375	有	行星式	4	2
7	铲运机	621E	轮胎	三元件一级二相式				无	行星式	8	1
8	装载机	ZL30 型	轮胎	双涡轮液力机械式	4.8		315	无	行星式	2	1
9		ZL50 型	轮胎	双涡轮液力机械式	4.75	0.68	315	无	行星式	2	1
10		天津 ZL-160 型	轮胎	四元件一级三相综合式	3.8	0.91		有	定轴式	4	4
11	平地机	天津 PY-160 型	轮胎	三元件一级一相式	2.8	0.81		无串有主 离合器	普通人力换档 变速箱	6	2
12		12G	轮胎	无				无	定轴式 +行星式	6	6

* 注：K = $\frac{\text{输出力矩}}{\text{输入力矩}} = \frac{\text{涡轮力矩}}{\text{泵轮力矩}}$

组件式设计(或称模块式设计 Modular Design)应用于工程机械传动系统是近二三十年的事。Caterpillar 的采用高位驱动轮的推土机是其一例(图 1-10)。

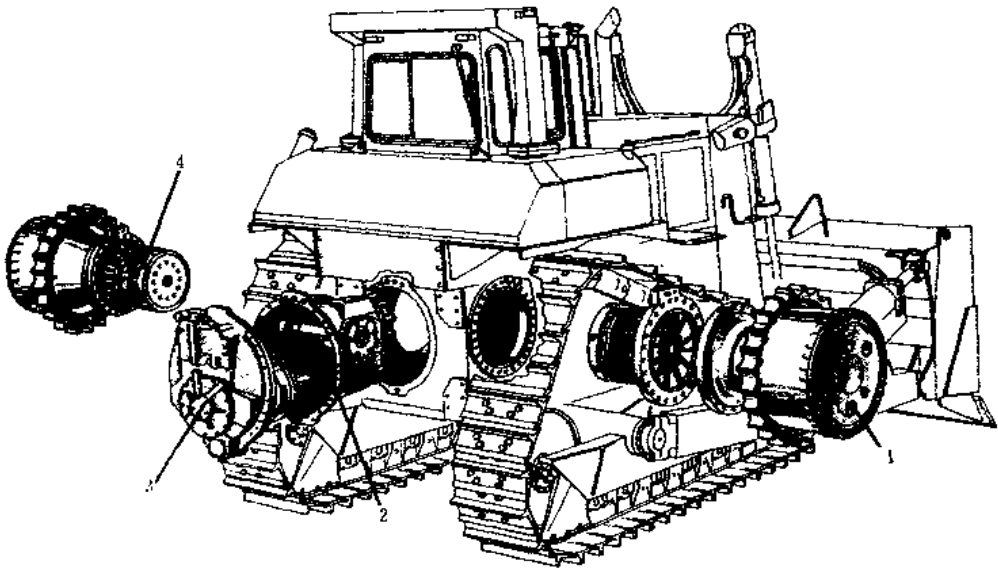


图 1-10 组件式设计的推土机传动系统图

1—终传动；2—螺旋锥齿轮对；3—变速箱；4—转向离合器与制动器。

第三节 传动图中传动比的分配

由总体设计确定发动机选型(确定 M 、 n)、机器各档运行速度 v 及档数、驱动轮节圆直径(履带式)或轮胎型号(轮式)，从而也就确定了传动系总传动比 i_z 和变速范围 d ，即

$$d = \frac{i_{zd}}{i_{zg}}$$

式中 i_{zd} ——最低档时传动系总传动比；

i_{zg} ——最高档时传动系总传动比。

传动系总传动比等于变速箱、主传动、转向机构(指履带式机械采用行星式转向机构时)、轮边传动或终传动等部件传动比之乘积，即

$$i_z = i_{br} i_{tr} i_{st} i_{lb}$$

式中 i_z ——相应于变速箱任一档的总传动比；

i_{br} ——变速箱该档传动比；

i_{tr} ——主传动传动比；

i_{st} ——转向机构传动比；

i_{lb} ——轮边传动传动比。

现以 T-150 (200) 履带式推土机为例分析传动比的分配。传动图见图 1-1。它是五进四退三轴式拖拉机变速箱，变速采用套合器。可按图作传动计算，得

变速箱各前进档传动比为： $i_{b1}=2.43$ ， $i_{b2}=1.69$ ， $i_{b3}=1.13$ ， $i_{b4}=0.78$ ， $i_{b5}=0.58$ 。

变速范围: $d = \frac{2.43}{0.58} = 4.19$ (移山-180 为 4.29)

主传动速比 i_z : $i_z = 2.88$

终传动速比: $i_x = 17.22$

因而前进各档总传动比为: $i_{z1} = 120.3$, $i_{z2} = 83.9$, $i_{z3} = 56.5$, $i_{z4} = 38.6$, $i_{z5} = 28.8$ 。

分配传动比的原则, 应将传动比尽量多分配给后面的传动部件, 使多数传动系元件的计算扭矩尽量小, 以降低传动元件的尺寸和重量。因此拖拉机变速箱有些档位是增速档, 有些是减速档。变速箱在降速增扭作用上不是主要的, 从传动分析上看显然合理。

T-150 (200) 推土机终传动速比取为 17.22, 比较大, 可大大减轻主传动、转向离合器及制动器、轴及轴承的负荷 (东方红 75 为 4.85、宣化 T₂-120 为 8.16、移山-180 为 9.9、上海-120 为 12.5)。

但是过高增速再减速也并不合适, 会使高档时变速箱轴承工作转速过高及齿轮圆周速度过大。T-150 (200) 推土机变速箱前进档有两个档为增速、三个档为减速, 是合理的, 使变速箱结构紧凑。

从制造工艺性考虑, 变速箱内各档齿轮模数应尽可能一致, T-150 (200) 推土机取 $m = 5\text{mm}$, 比移山-80 推土机变速箱齿轮 $m = 7\text{mm}$ 为小, 原因在于采用了套合器换档, 以斜齿圆柱齿轮代替了直齿圆柱齿轮之故。

第四节 计算载荷的确定

工程机械传动系零件的主要破坏形式是疲劳破坏。零件常在满负荷情况下工作, 所受冲击载荷较大, 故应以发动机传来的最大静力矩与附着条件决定的力矩中的较小值作为计算力矩。

实际上附着系数 φ 是一个在很大范围内随地面状况变动不定的数值, 因此主要从发动机传来的力矩作计算, 附着情况的计算仅必要时作校核用。

各部件力矩的计算可如下确定:

变速箱: $M_j = M_f$ (或 M_T)

式中 M_j ——计算力矩;

M_f ——发动机的额定力矩;

M_T ——变矩器的输出力矩。

主传动: $M_j = M_f i_{b1} \eta_{b1}$ (或 $M_T i_{b1} \eta_{b1}$)

式中 η_{b1} ——变速箱一档的传动效率。

终传动: $M_j = 0.5 M_f i_{b1} \eta_{b1} i_x \eta_x$

式中 η_x ——主传动的传动效率。

在确定了传动比的分配和传动图以后, 即可设计计算传动系各部件, 如齿轮、轴、轴承等。

习 题

1—1 根据图 1-1 中变速箱的齿轮齿数, 计算变速箱进退各档的速比。