

唐振科 编著

工程机械底盘设计



黄河水利出版社

工程机械底盘设计

唐振科 编著

黄河水利出版社

内 容 提 要

自行式工程机械由发动机、底盘和工作装置三部分组成。按功能不同底盘可分为牵引底盘和承载底盘,按行走机构形式不同底盘可分为轮胎式底盘和履带式底盘。牵引底盘由传动系统、转向系统、制动系统和行走系统组成,本书主要介绍牵引底盘的传动系统传动比的确定、主离合器、变速箱、转向系统、制动系统和行走系统主要部件的设计理论和设计方法。

本书可作为高等院校机械工程类相关专业的课程教材,也可供从事工程机械研究、设计、生产、管理等技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械底盘设计/唐振科编著. —郑州:黄河水利出版社,2004.10

ISBN 7-80621-821-1

I.工… II.唐… III.工程机械—底盘—设计—高等学校—教材 IV.TU603

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 087752 号

出版社:黄河水利出版社

地址:河南省郑州市金水路 11 号 邮政编码:450003

发行单位:黄河水利出版社

发行部电话及传真:0371-6022620

E-mail:yrp@public.zz.ha.cn

承印单位:黄河水利委员会印刷厂

开本:787 mm×1 092 mm 1/16

印张:18

字数:416 千字

印数:1—2 000

版次:2004 年 10 月第 1 版

印次:2004 年 10 月第 1 次印刷

书号:ISBN 7-80621-821-1/TU·44

定价:29.50 元

前 言

改革开放 20 多年来,我国的科学技术、信息技术迅猛发展,各行各业都发生了翻天覆地的变化,工程机械行业同样得到了相应的快速发展。各企业都在奋力拼搏、大胆创新,使得工程机械品种不断增加、产量不断提高、性能不断完善,发展势头强劲。

工程机械适用于建筑、公路、铁路、水电、农林、矿山、港口、国防等工程建设,用途十分广泛。

20 世纪 80 年代,对工程机械分为八大类,进入 90 年代以后,随着工程机械品种的不断增多,很多专家、学者对其分类进行了重新审视,分成九类、十类各有说词,不一而同。

自行式工程机械由发动机、工作装置和底盘三部分组成。发动机的作用是提供动力;工作装置的作用是进行作业;底盘的作用是承重、传力并保证满足对车速、牵引力和行驶方向的要求。底盘是组成整机的主要部分,底盘的性能优劣直接影响整机的使用性能、经济性能,因此着力研究自行式工程机械的底盘具有十分重要的意义。

工程机械按行走机构形式不同分为轮胎式底盘和履带式底盘;按底盘的功能不同分为牵引底盘和承载底盘。牵引底盘适用于依靠牵引力、崛起力完成主要作业的机械,如推土机、装载机底盘;承载底盘适用于在停机状态依靠底盘的承载力和工作装置的挖掘力、提升力完成主要作业的机械,如起重机、挖掘机底盘。

工程机械底盘主要由传动系统、行走系统、转向系统和制动系统组成,本书主要介绍牵引底盘中主要部件的设计理论和设计方法。

新产品从设计到生产,一般要经历以下几个步骤:调查研究,收集资料;制定设计任务书;总体方案设计和部件结构型式确定;技术设计;试制、试验、改进;生产。

新产品设计尽可能采用新技术、新结构、新材料和新工艺,努力使产品系列化、通用化和标准化达到工作可靠、性能优良、价格低廉、造型美观、生产率和经济性能指标高的目的。

在本书编写过程中,得到了有关科研院所和工厂技术人员的大力支持,在此表示衷心的感谢。由于编者水平有限,撰写时间仓促,在章节编排、内容组织及理论探讨等方面肯定存在不尽人意的地方乃至缺点、错误,敬请广大读者批评指正。

编著者

2004 年 6 月

目 录

前言

第一章 传动系统设计概述	(1)
第一节 传动系统类型.....	(1)
第二节 传动系统传动比确定.....	(8)
第三节 传动系统零件载荷确定	(13)
第二章 液力传动	(16)
第一节 概 述	(16)
第二节 液力变矩器	(18)
第三节 液力机械传动	(34)
第三章 主离合器	(44)
第一节 主离合器的设计要求与选型	(44)
第二节 主离合器的主参数确定	(46)
第三节 主离合器的滑磨功与热容量计算	(50)
第四节 压紧机构设计	(54)
第五节 操纵机构设计	(62)
第四章 人力换挡变速箱	(65)
第一节 变速箱的类型	(65)
第二节 变速箱主参数确定	(70)
第三节 选配齿轮	(74)
第五章 定轴式动力换挡变速箱	(79)
第一节 变速箱传动简图设计	(79)
第二节 换挡离合器设计	(90)
第六章 行星式动力换挡变速箱	(97)
第一节 变速箱的运动学和动力学分析	(97)
第二节 变速箱传动简图设计.....	(118)
第三节 齿轮传动设计.....	(133)
第四节 变速箱液压操纵系统.....	(136)
第七章 万向节传动与轮胎式驱动桥	(154)
第一节 万向节传动.....	(154)
第二节 轮胎式驱动桥.....	(159)
第三节 主传动.....	(166)
第四节 差速器.....	(169)
第五节 多桥驱动的循环功率.....	(174)

第八章 轮胎式底盘转向系	(177)
第一节 转向系的设计要求与转向方式.....	(177)
第二节 偏转车轮转向系设计.....	(180)
第三节 铰接底盘转向系设计.....	(194)
第四节 转向操纵系统设计.....	(198)
第九章 轮胎式底盘制动系	(203)
第一节 制动受力分析.....	(203)
第二节 制动性能.....	(208)
第三节 制动器设计.....	(210)
第四节 制动驱动系统设计.....	(216)
第十章 轮胎式底盘行走系	(225)
第一节 轮胎式底盘通过性的几何参数.....	(225)
第二节 从动桥.....	(227)
第三节 悬架.....	(229)
第四节 轮胎与轮辋.....	(234)
第十一章 履带式底盘驱动桥	(239)
第一节 驱动桥的结构类型.....	(240)
第二节 履带式底盘转向原理.....	(248)
第三节 转向离合器和转向制动器设计.....	(254)
第十二章 履带式底盘行走系	(261)
第一节 行走系的结构布置.....	(261)
第二节 悬架机构.....	(264)
第三节 行走装置.....	(271)
参考文献	(282)

第一章 传动系统设计概述

动力装置至驱动轮之间所有传动部件的总称为传动系统。传动系统的功用是把动力装置输出的功率传给驱动轮,并改变动力装置的输出特性,以满足对自行式工程机械车速和牵引力的要求。

自行式工程机械采用的动力装置型式有两种:一是内燃机;二是电动机。由于使用内燃机作为动力装置不受电源、电缆的限制,使得工程机械移动、行驶方便,故绝大多数自行式工程机械采用内燃机作为动力装置。但不管采用内燃机还是电动机作为动力装置,都必须在动力装置与驱动轮之间设置传动系统。

工程机械采用内燃机作为动力装置需要设置传动系统的原因是:

(1)工程机械多采用中、高速内燃机,其输出转速高、转矩小。而工程机械作业时,需要低转速大转矩,恰好与内燃机的输出转速、转矩相矛盾。另外,内燃机的输出转速和输出转矩变化范围小,不能满足对工程机械行驶速度和牵引力变化范围的要求。

(2)内燃机的旋转方向只有一个,不能反向旋转。而工程机械在行驶或作业过程中,既需要前进,又需要后退,即随时需要改变车辆的行驶方向,这一要求内燃机也不能满足。

(3)为了减少驱动轮的滑移、滑转,以减少能量损失,要求自行式工程机械在转向或在不平路面上行驶时左、右车轮的转速不同,依靠内燃机不能实现这一功能。

(4)自行式工程机械作业遇到突然载荷时,为避免内燃机熄火,需要保护装置。

(5)为了提高作业生产率和平均行驶速度,要求在内燃机不熄火的状态下能够换挡或临时停车。

(6)内燃机启动时,要求车辆无负荷,内燃机空载启动。

第一节 传动系统类型

工程机械常用的传动系统类型有机械传动系统、液力机械传动系统、液压传动系统和电传动系统四种。

一、机械传动系统

机械传动系统多用于小型工程机械。

根据动力传递路线,机械传动系统中部件的先后安排顺序依次是:干式或湿式主离合器、机械式(人力换挡)变速箱、主传动(或中央传动)、干式或湿式转向离合器和转向制动器、轮边减速器(或最终传动)。

(一)传动简图

图 1-1 为 T150 履带式推土机的传动系统简图。发动机 2 输出的功率经分动箱 3 分流,其中一路功率驱动油泵 1,另一路功率通过主离合器与变速箱 6、中央传动 7 等部件驱动驱

动轮。主离合器的功用是接通或断开动力,并防止发动机熄火;变速箱的功用是实现机械的前进、倒退和改变推土机的行驶速度以及挂空挡使发动机空载启动等;中央传动的作用是改变力的传递方向和进一步降速增扭;转向离合器 8 和转向制动器 9 的功用是实现机械的转向与停车。最终传动 10 的作用是进一步降速增扭。T150 履带式推土机齿轮参数见表 1-1。

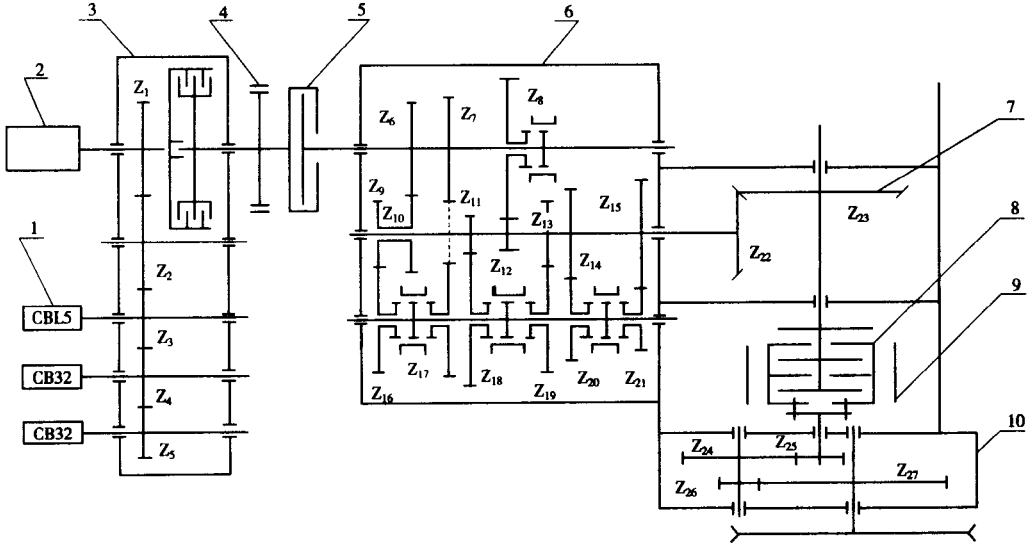


图 1-1 T150 履带式推土机传动系统简图

1—油泵;2—发动机;3—分动箱;4—小制动器;5—主离合器;
6—变速箱;7—中央传动;8—转向离合器;9—转向制动器;10—最终传动

表 1-1 T150 履带式推土机齿轮参数表

齿轮编号	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9
齿轮模数	4.5					5			
齿轮齿数	46	55	41	41	41	31	37	43	32
齿轮编号	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}	Z_{16}	Z_{17}	Z_{18}
齿轮模数	5								
齿轮齿数	37	25	25	31	38	44	37	39	44
齿轮编号	Z_{19}	Z_{20}	Z_{21}	Z_{22}	Z_{23}	Z_{24}	Z_{25}	Z_{26}	Z_{27}
齿轮模数	5			9				12	
齿轮齿数	38	31	25	17	49	45	12	12	55

大多数机械传动系统采用干式主离合器、干式转向离合器和干式转向制动器。T150 履带式推土机采用了湿式主离合器和湿式转向离合器,这是一个很大的进步,体现了科技的发展。采用湿式结构的主要目的是为了提高发动机的功率利用率,减小冲击振动,提高传动系统零部件的使用寿命,降低驾驶员的劳动强度,提高生产率。

(二) 传动特点

机械传动系统在小型机械中广泛应用,原因是机械传动系统具有独特的优点:结构简单,制造、维修方便,价格便宜,工作可靠,传动效率高,并可以利用发动机运动零件的惯性克服外界阻力等。中型机械采用机械传动系统的不多,大型机械采用机械传动系统的没有,其原因是机械传动系统的缺点非常突出,如:

(1) 当作业阻力急剧变化时,发动机容易过载熄火。

(2) 人力换挡变速箱换挡时需要切断动力,降低了发动机的功率利用率,影响了车速和生产率。

(3) 车辆在循环作业时,经常需要变换方向和车速,换挡频繁,而每次换挡都需要人力操纵主离合器和换挡机构,加大了驾驶员的劳动强度。

(4) 车辆在凹凸不平的路面上行驶时产生冲击振动,作业阻力急剧变化时也会产生冲击振动,当冲击振动通过传动系统传给发动机时,不仅降低了发动机和传动系统零件的使用寿命、降低了发动机的平均输出功率,而且影响了乘坐舒适性。

二、液力机械传动系统

液力机械传动系统多用于大、中型机械。

机械传动系统与液力机械传动系统结构上的主要区别是前者没有液力变矩器,而后者增加或用液力变矩器替换了主离合器。

(一) 传动简图

图 1-2 为 ZL50 装载机传动系统简图。柴油机 1 的输出功率供装载机行驶和作业使

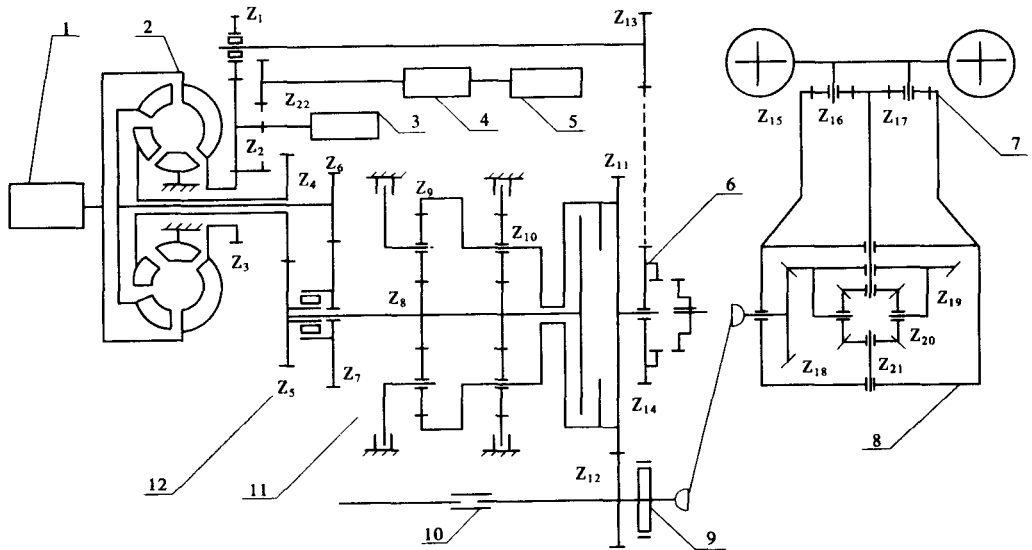


图 1-2 ZL50 装载机传动系统简图

- 1—柴油机;2—液力变矩器;3—转向油泵;4—变速箱、变矩器油泵;
- 5—工作装置油泵;6—三合一机构;7—轮边减速器;8—主传动器;
- 9—紧急制动器;10—脱桥机构;11—变速箱;12—超越离合器

用,所以,柴油机的功率分为两路向后输送,一路功率经过双涡轮液力变矩器 2、行星变速箱 11 等传动部件传给驱动轮;另一路功率驱动转向油泵 3、变速箱和变矩器油泵 4 以及工作装置油泵 5。变速箱中有两个行星排,两个换挡制动器和一个换挡离合器,可以实现两个前进挡、一个倒退挡和一个空挡。双涡轮液力变矩器起到了两挡变速的作用,故使变速箱只有两个前进挡和一个倒退挡即可满足对装载机的使用要求,因此大大简化了变速箱结构,且使得换挡操纵系统简单,换挡可靠。ZL50 装载机的齿轮参数见表 1-2。

表 1-2 ZL50 装载机的传动系数齿轮参数

齿轮编号	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁
齿轮齿数	35	55	42	39	33	20	52	22	60	19	62
齿轮模数	4			6.5				3.25			6.5
齿轮编号	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂
齿轮齿数	53	66	61	51	15	18	6	37	18	10	42
齿轮模数	6.5	4		6.5		6.5	10.5		7		4

图 1-3 为道路除雪机的传动系统简图,其齿轮参数见表 1-3。这一传动形式是常州工程机械厂的工程技术人员根据实际需要,在 ZLM30 装载机变速箱的基础上创新设计出来的。与 ZL50 装载机的传动系统相比较,主要不同之处是它采用了简单三元件液力变矩器和定轴式动力换挡变速箱,它可以实现两级速度,一级速度用于除雪作业,另一级速度用于行驶。尽管变速箱的外形尺寸和重量与原型差不多,但它的速度变化是非常明显的,道路除雪机变速箱传动比及相应的车速见表 1-4。

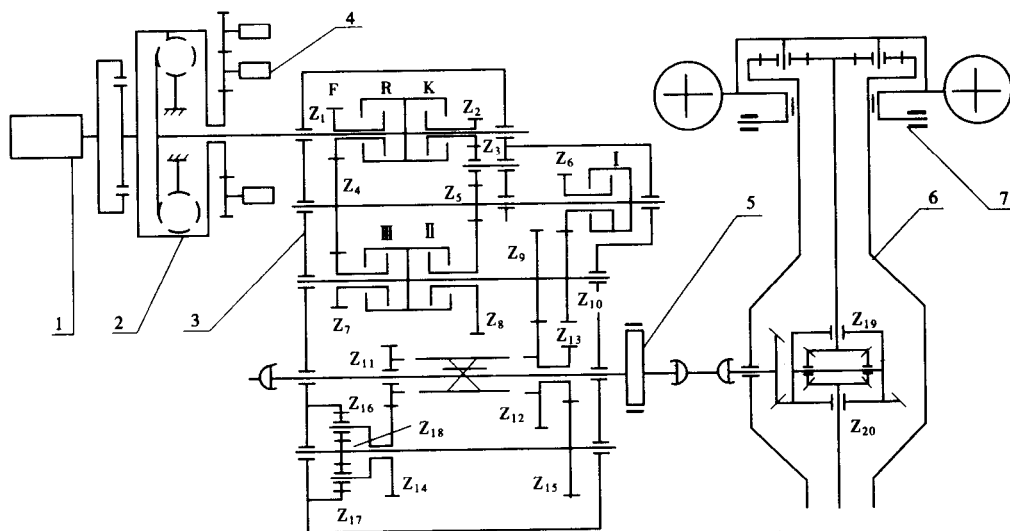


图 1-3 道路除雪机传动系统简图

1—发动机;2—液力变矩器;3—变速箱;4—油泵;5—紧急制动器;6—驱动桥;7—行车制动器

表 1-3 道路除雪机的传动系数齿轮参数

齿轮编号	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}
齿轮齿数	25	25	26	56	45	26	20	31	35	50
齿轮模数										
齿轮编号	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}	Z_{16}	Z_{17}	Z_{18}	Z_{19}	Z_{20}
齿轮齿数	46	52	28	60	32	16	58	20	9	35
齿轮模数	4.5		4	4.5	4	3.5				

表 1-4 道路除雪机变速箱传动比与车速

工况	挡位	前进		后退	
		传动比	车速(km/h)	传动比	车速(km/h)
除雪	1	76.833	0~0.54	61.770	0~0.69
	2	27.534	0~1.50	22.130	0~1.82
	3	14.283	0~2.88	11.470	0~3.48
行驶	1	6.400	0~6.70	5.142	0~8.30
	2	2.292	0~18.0	1.842	0~22.0
	3	1.189	0~34.0	0.955	0~42.0

图 1-4 为 Caterpillar621E 型自行驶式铲运机的传动系统简图。行星变速箱是一个三自由度变速箱,其中有五个换挡制动器和两个换挡离合器,理论上能够实现九个前进挡和三个倒退挡。在九个前进挡中,1 挡和 2 挡为液力机械传动,用于作业;3 挡至 9 挡为机械传动,用于行驶,目的是提高传动效率。该变速箱属于多挡位半自动换挡变速箱,特点是挡位数多、动力传递路线比较复杂。

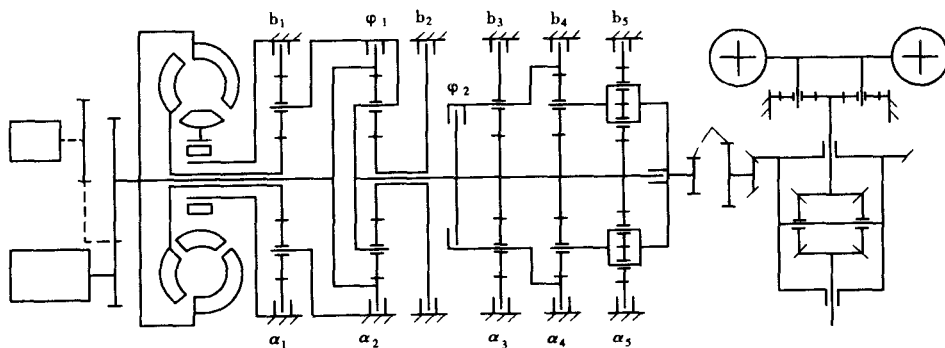


图 1-4 铲运机传动系统简图

目前,不仅大、中型工程机械采用液力机械传动系统,而且在向小型机械渗透,使用范围日益扩大。之所以如此,是因为液力机械传动系统优点突出,符合对工程机械的使用

要求。

(二) 传动特点

液力机械传动系统的主要优点是：

(1) 液力变矩器能在一定范围内根据外界阻力的变化自动实现无级变速。这一功能使得发动机可以经常在额定工况附近工作，从而大大提高了发动机的功率利用率，并防止了发动机过载熄火，同时减少了换挡次数，降低了驾驶员的劳动强度。

(2) 由于液力变矩器具有一定的变矩、变速能力，故在实现相同变速范围的情况下，可以减少变速箱的挡位数，简化变速箱结构。

(3) 液力变矩器采用液体作为动力传递的介质，变矩器的输入轴与输出轴之间非刚性连接，因而减小了发动机对传动系统的振动，降低了由外阻力突然变化对传动系统、发动机的反冲击，提高了零部件的使用寿命。根据重型载重汽车的统计，液力机械传动系统与机械传动系统相比较，柴油机的使用寿命可以提高 47%，后桥差速器的使用寿命可以提高 93%，变速箱的使用寿命可以提高 400%。对于载荷变化剧烈的工程机械，效果最为明显。

(4) 液力变矩器的自动变速能力可以使车辆获得平稳起步，并能实现任意小的行驶速度。

液力机械传动系统的主要缺点是：

(1) 结构复杂，制造、安装、维修相对困难。

(2) 价格高。

(3) 当行驶阻力变化不大时，传动效率低，燃油消耗量大。

三、液压传动系统

液压传动系统多用于小型机械。

(一) 传动简图

图 1-5 为四轮驱动小型装载机行走机构液压传动系统图。液压系统采用闭式油路，左、右两侧的前、后车轮分别由两个独立的液压系统驱动。发动机直接驱动两台供油泵 7 和双向变量泵 1。供油泵不仅仅是向闭式油路补充漏油损失，并将输出的油液经过冷却和过滤后进入闭式油路，降低系统的温度，改善元件的工作条件。两台变量液压马达 6 分别安装在左、右链传动箱内，见图 1-6。液压马达输出的功率经过三级链传动减速之后驱动前、后车轮。高压溢流阀 3 和单向阀 2 组成缓冲及补油阀组，液压马达并联一个梭子阀 4，低压油经过梭子阀、低压溢流阀 5 和冷却器后回到油箱。液压马达可以是定量的，也可以是变量的，当两侧液压马达的转速和旋向相同时，机械实现直线行驶；当两侧液压马达的转速不同而旋向相同时，机械实现转向行驶；当两侧液压马达的转速相同而旋向相反时，机械实现原地转向。无级变速是通过改变油泵的流量来实现的。

随着液压技术的不断提高，液压传动已开始应用于中型机械，如美国 John Deere 公司的 JD750 履带推土机、JD755 履带装载机和西德 Liebherr 公司的 PR721、PR731、PR741 推土机，行走机构都采用了液压传动系统。

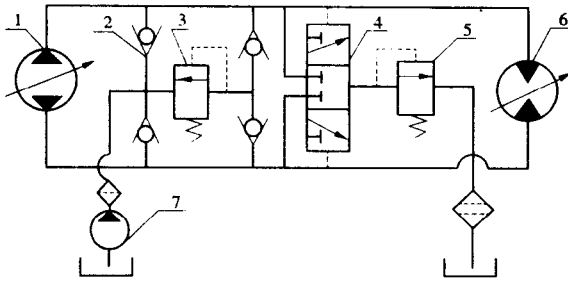


图 1-5 小型装载机传动系统简图

1—变量泵；2—单向阀；3—高压溢流阀；4—梭子阀；
5—低压溢流阀；6—变量液压马达；7—供油泵

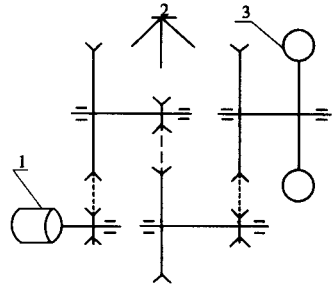


图 1-6 链传动箱传动示意图

1—液压马达；2—三级链传动；
3—驱动轮

图 1-7 为 JD750 型推土机液压传动系统示意图。推土机采用六缸涡轮增压柴油机，110 马力。主离合器仅在冬季启动柴油机时使用。柴油机 1 的输出功率通过主离合器 2 传入分动箱 3，分动箱把功率分成两部分，一部分功率驱动工作装置油泵 15 和绞车油泵 16；另一部分功率通过两根传动轴 4 进入两个独立的液压系统，每一个液压系统驱动一侧车轮。液压系统主要由斜盘式轴向柱塞泵 5、斜盘式轴向柱塞马达 6、供油泵 10 和油泵流量调节阀、马达流量调节阀组成。自动控制阀 11 装在两个系统之间，根据柴油机供油量的变化和液压系统工作压力的变化实现自动无级变速。供油泵向变量泵、变量马达的变量伺服系统和自动控制阀供油，轴向柱塞泵是双向变量的，而马达则是单向变量的。变速分为两段进行，第一段变速是从零到最高速度的一半，该段变速是通过改变油泵斜盘的倾角来实现的；第二段变速是通过改变马达的斜盘倾角来实现的，最高速度时马达的斜盘倾角小至 7.5° 。液压马达输出的功率经过两级减速后传到驱动轮。两级减速机构的型式不同，第一级是定轴齿轮减速，第二级是行星齿轮减速。仪表盘下面有三个操纵踏板，中间的踏板操纵停车制动器，左、右两个踏板操纵车辆的转向，可以平稳地实现任意半径的转向。司机座位右侧有一根工作装置操纵杆，左侧有三根操纵杆，其作用分别是：杆 14 用于调节柴油机的供油量，杆 12 为变速杆，杆 13 用来切断自动变速油路，实现人力操纵。

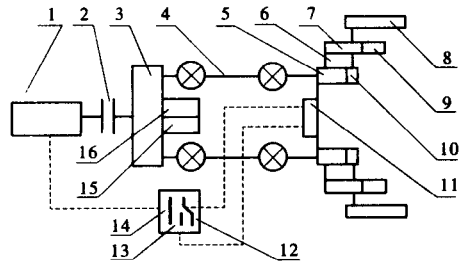


图 1-7 推土机液压传动系统示意图

1—柴油机；2—主离合器；3—分动箱；4—传动轴；
5—柱塞泵；6—柱塞马达；7、9—定轴式齿轮副；
8—行星齿轮减速；10—供油泵；11—自动控制阀；
12—变速杆；13—切断杆；14—柴油机供油量调节杆；
15—工装置；16—绞车泵

变速分为两段进行，第一段变速是从零到最高速度的一半，该段变速是通过改变油泵斜盘的倾角来实现的；第二段变速是通过改变马达的斜盘倾角来实现的，最高速度时马达的斜盘倾角小至 7.5° 。液压马达输出的功率经过两级减速后传到驱动轮。两级减速机构的型式不同，第一级是定轴齿轮减速，第二级是行星齿轮减速。仪表盘下面有三个操纵踏板，中间的踏板操纵停车制动器，左、右两个踏板操纵车辆的转向，可以平稳地实现任意半径的转向。司机座位右侧有一根工作装置操纵杆，左侧有三根操纵杆，其作用分别是：杆 14 用于调节柴油机的供油量，杆 12 为变速杆，杆 13 用来切断自动变速油路，实现人力操纵。

(二) 传动特点

液压传动系统的主要优点是：

- (1) 能够实现无级变速且变速范围大，车辆可以实现微动。
- (2) 变速和变向操纵简便，一根操纵杆即可。
- (3) 可以利用液压传动系统实现制动。

(4)采用左、右轮分别驱动系统,能够方便地实现车辆的弯道行驶和原地转向。

(5)便于实现自动化操纵和远距离操纵。

(6)省去了变速箱、主传动和轮边减速器等机械传动部件,使得传动系统简单。

液压传动系统的主要缺点是:

(1)噪声大。

(2)传动效率低。

(3)液压元件密封困难,如果密封不好,将出现“站一站,漏一片;走一走,划条线”的漏油现象。

四、电传动系统

电传动系统多用于大型机械,如自卸载重汽车、铲运机和矿用装载机等工程机械。

图 1-8 为电传动系统示意图。电传动系统的基本原理是:柴油机 1 带动直流发电机 2,发电机输出的电能驱动装在车轮中的直流电动机,直流电动机通过减速器驱动车轮。

图 1-9 中的直流电动机 4、减速器 1 和车轮 3 装成一体,俗称这种结构型式为“电动轮”,此种电传动系统型式应用最普遍。

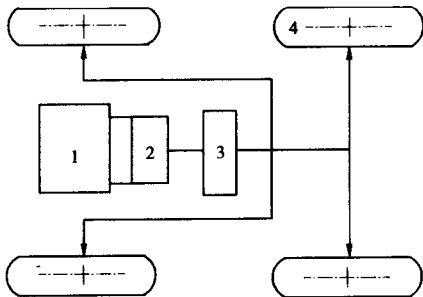


图 1-8 电传动系统示意图

1—柴油机;2—发电机;
3—操纵装置;4—电动轮

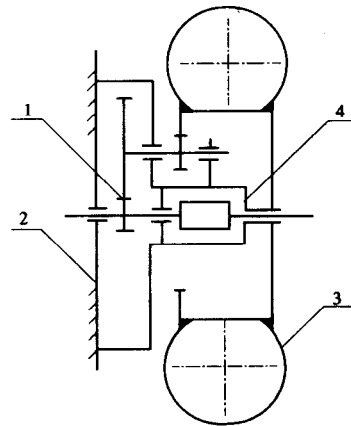


图 1-9 电动轮传动示意图

1—减速器;2—车架;
3—驱动轮;4—电动机

第二节 传动系统传动比确定

机械传动系统和液力机械传动系统总传动比的确定及其分配常按以下步骤、思路进行。

一、传动系统总传动比的确定

(一) 总传动比 i_{Σ}

1. 机械传动系统

轮胎式车辆的理论车速 v_T 按下式计算:

$$v_T = 2\pi r_d n_k \frac{60}{1000} (\text{km/h})$$

式中： r_d 为驱动轮动力半径，m； n_k 为驱动轮转速，r/min。

将发动机转速 n_e 与驱动轮转速之比 $i_\Sigma = \frac{n_e}{n_k}$ 代入上式整理后得：

$$i_\Sigma = 0.377 r_d \frac{n_e}{v_T} \quad (1-1)$$

由式(1-1)可得最低挡总传动比 $i_{\Sigma 1}$ 和最高挡总传动比 $i_{\Sigma H}$ 分别为：

$$i_{\Sigma 1} = 0.377 r_d \frac{n_{eH}}{v_{Tmin}}, \quad i_{\Sigma H} = 0.377 r_d \frac{n_{eH}}{v_{Tmax}}$$

式中： n_{eH} 为发动机额定转速，r/min； v_{Tmin} 为最低前进挡理论车速； v_{Tmax} 为最高前进挡理论车速。

设履带式机械的履带围绕驱动链轮一周需要履带板数为 Z_k ，履带板节距为 l_t ，传动系统总传动比按下式计算：

$$i_\Sigma = 0.06 l_t Z_k \frac{n_e}{v_T} \quad (1-2)$$

由式(1-2)可得传动系统最低挡、最高挡总传动比分别为：

$$i_{\Sigma 1} = 0.06 l_t Z_k \frac{n_{eH}}{v_{Tmin}}, \quad i_{\Sigma H} = 0.06 l_t Z_k \frac{n_{eH}}{v_{Tmax}}$$

2. 液力机械传动系统

在机械传动系统中，是用发动机最大功率对应的额定转速计算总传动比，而在液力机械传动系统中，由于变矩器有一定的可透性，发动机的最大输出功率工况不一定与变矩器的最大效率工况一致，即变矩器最高效率对应的涡轮转速 n_η 与最大输出功率对应的涡轮转速 n_N 不同，见图 1-10， $n_\eta \neq n_N$ ，因此在计算液力机械传动系统的最低挡、最高挡总传动比时，则须用发动机与变矩器共同工作输出特性曲线上最大功率点对应的涡轮转速 n_N 代替式(1-1)、式(1-2)中的 n_{eH} 来计算，目的在于充分利用变矩器的效率。

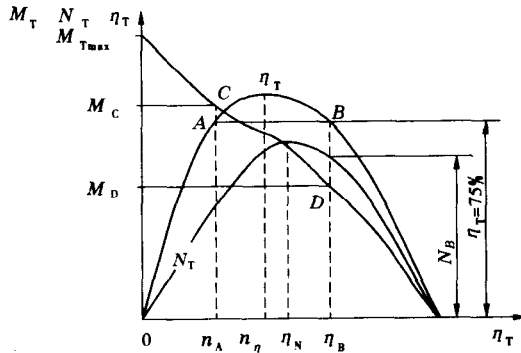


图 1-10 柴油机与变矩器共同工作输出特性曲线

(二)总传动比较核

1.最低挡总传动比的校核

为了防止发动机熄火,最低挡总传动比应满足的条件是:

轮胎式机械

$$\frac{(M_{\text{amax}} - M_0)i_{\Sigma 1}\eta_1}{r_d} \geq P_{\varphi} + P_f \quad (1-3)$$

式中: M_{amax} 为发动机最大输出转矩; M_0 为发动机驱动辅助装置(油泵、风扇等)消耗的转矩; η_1 前进1挡传动系统效率; P_{φ} 为车辆的附着力; P_f 为车辆的滚动阻力。

履带机械

$$\frac{(M_{\text{amax}} - M_0)i_{\Sigma 1}\eta_1}{r_k} \geq P_{\varphi} \quad (1-4)$$

式中: r_k 为驱动链轮的节圆半径。

为了避免液力变矩器进入制动工况工作,最低挡总传动比应满足:

轮胎式机械

$$\frac{M_{T\text{max}}i_{\Sigma 1}\eta_1}{r_d} > P_{\varphi} + P_f \quad (1-5)$$

式中: $M_{T\text{max}}$ 为液力变矩器最大输出转矩。

履带机械

$$\frac{M_{T\text{max}}i_{\Sigma 1}\eta_1}{r_k} > P_{\varphi} \quad (1-6)$$

2.液力机械传动系统最高挡总传动比的校核

当车辆以最大速度 $v_{T\text{max}}$ 行驶时,所需功率为

$$N_T = \frac{P_{\text{kmin}}v_{T\text{max}}}{270\eta_H} \quad (1-7)$$

$$P_{\text{kmin}} = G_S f + \frac{KFv_T^2}{3.6^2} \quad (1-8)$$

式中: P_{kmin} 为车辆最大行驶速度时的切线牵引力, G_S 为车辆使用重量; f 为滚动阻力系数; K 为车辆的流线形系数; F 为车辆的迎风面积; v_T 为车辆的最大行驶速度。

当 $N_T < N_B$ 时(见图 1-10),为了保证车辆在最高速度行驶时液力变矩器在高效区工作,用发动机与变矩器联合工作输出特性曲线上 N_B 对应的转速 n_B 代入公式计算最高挡总传动比;当 $N_T > N_B$ 时,用 N_T 对应的涡轮转速代入公式计算最高挡传动比。

二、传动系统总传动比的分配

传动系统的总传动比确定之后,把总传动比合理地分配到变速箱、主传动(或中央传动)和轮边减速器(或最终传动)三个部件当中去,此项工作称为传动比分配。

传动系统的总传动比等于各部件的传动比之积:

$$i_{\Sigma} = i_k i_0 i_f \quad (1-9)$$

式中: i_k 为变速箱传动比; i_0 为主传动或中央传动传动比; i_f 为轮边减速器或最终传动传

动比。

各部件传动比确定的原则是：为了减小传动系统中零件的载荷，根据功率传递方向，后边的部件应取尽可能大的传动比。一般情况，首先确定 i_f ，然后确定 i_0 ，最后根据 i_0 和 i_f 计算 i_k 。在确定这三个部件传动比的过程中，需要注意以下三个方面的问题：

(1) i_f 值尽量取大，但不能影响整机宽度，且使轮边传动或最终传动装置结构上能够包容。

(2) i_0 值尽量取大，但主传动器的最小离地间隙应能允许。

(3) 当 i_0 和 i_f 取值较大或过大时，变速箱中最高挡的传动比就要小于 1，出现增速现象。增速是允许的，但须演算高速轴承、齿轮、传动轴等零件的转速是否在允许范围之内。一般情况，变速箱最高挡传动比 i_{kH} 不小于 0.6。

三、传动系统挡位数的确定

根据发动机输出特性曲线和公式 $v_T = 0.377 r_d n_e / i_\Sigma$ ，可以做出各挡时发动机输出功率与车辆行驶速度之间的关系曲线如图 1-11 所示。曲线 1、2、3 分别代表 1 挡、2 挡、3 挡曲线，曲线覆盖的面积表示该挡利用的柴油机功率。

由图可见，如果取消 2 挡，当车辆行驶在速度 $v_{T1} \sim v_{T2}$ 之间时，则减少了图中阴影部分的面积。显然，柴油机的功率利用率比原来变差，由此说明，挡位数不能过少；反之，如果增加一个挡位，增加了涂黑那一部分柴油机的功率利用，可见，增加挡位数能够提高发动机的功率利用率，当挡位数达到无限多时，可以实现无级变速。当然，这只是假设而已，变速箱挡位数不可能做到无限多，且变速箱的挡位数越多，结构越复杂，操纵也复杂，鉴于此，变速箱的挡位数选择一定要合适，不可过多或过少。

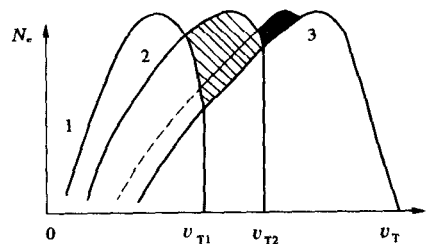


图 1-11 功率与速度关系曲线

一般情况，小型车辆比大、中型车辆的挡位数少；采用液力机械传动系统要比采用机械传动系统挡位数少。另外，不同类型车辆的挡位数相差也很多，铲运机的挡位数要比推土机、装载机的挡位数多得多。

采用机械传动系统的推土机，一般前进挡为 4~5 个，后退挡 2~4 个。采用液力机械传动系统的装载机，一般前进与后退挡位数相同，多为 4 个。

四、中间挡传动比的确定

(一) 机械传动系统

根据柴油机外特性曲线做柴油机转速与车速之间的关系曲线如图 1-12 所示，图中 3 条直线 1、2、3 分别表示 1、2、3 挡的速度线。

当柴油机的转速 $n_e = n_A$ ，功率 $N_e = N'_e$ 时，假设此时用 1 挡工作，车速为 v_{1A} 。当柴油机的转速由 n_A 增加到 n_B 时，车速由 v_{1A} 提高到了 v_{1B} ，在此过程中，柴油机的功率并