

拖拉机及类似车辆传动系

Transmissions of Tractors and Allied Vehicles

周纪良 编著



机械工业出版社

序 言

本人从事拖拉机及类似车辆传动系的研究、设计和试验工作三十余年。工作中遇到许多困难，碰了不少钉子，当然，也取得了一些成果。将工作中的经验和教训整理出来，加上国内外这方面的最新资料，就构成了本书的主要内容。因此，本书既不同于一般教材——因为它的系统性和完整性不及教材，但它尽可能清楚地交待了一些原理原则；本书又有别于设计手册——因为它的规范性和严密性不如设计手册，但它提供了一些实际有用的方法、公式、参数并介绍了不少具体而现实的结构和图样，供读者选用和参考。

本书的内容以拖拉机传动系的设计、研究和试验为主。这些内容，也可供从事类似于拖拉机的其它车辆，例如农用汽车、联合收割机、工程车辆和林业、建筑车辆的设计、研究和试验的工程技术人员参考。这就是本书采用这个书名的原因。

写作过程也是学习过程。本书引用了一些专家学者的有关著作中的材料和数据。对于引用的书刊名称，由于篇幅所限未能一一在参考文献中引出，在此，一并向有关著作和文献的作者表示感谢。

在本书写作过程中，我的同事孙维恭和孟镁同志对全书在技术上和文字上进行了仔细的校阅并提出了有益的建议，在此特表真诚的谢意。

要特别提到的是，本书的出版得到了中国机械工业优秀企业家刘子祥同志、湖北齿轮厂、黄岗机动车辆厂和湖北齿轮厂黄陂分厂的有力支持，并且为本书提供了鄂东牌农用运输车，汽车变速箱和后桥，以及汽车、拖拉机、机动三轮车和船用齿轮箱齿轮的设计、制造工艺和使用等方面的技术资料并验证了本书中的许多数据。本书还得到了山东省优秀企业家、高级工程师李传正同志和山东沂水拖内配件厂——当前全国农机花键轴行业产量最大，专业化程度较高的专业花键轴厂的有力支持，并且为本书提供了汽车和拖拉机花键轴方面有用的技术数据。在此表示衷心的感谢。

科学在发展，技术在进步。写在书上的东西，包括各种著作、手册和技术标准，其中有些内容需要更新、修正和完善。更由于本人的水平有限，本书难免会存在缺点和错误。因此，衷心希望读者对本书提出诚挚的批评并予以指正。

作者 于1989年12月28日

目 录

第一章 绪论 1	5.2 中央传动的 基本 结构.....73
1.1 传动系的功能 1	5.3 差速器74
1.2 传动系的组成和一般布置方式..... 1	5.4 差速锁和限滑 差速 器.....76
1.3 传动系的发展..... 2	5.5 中央传动锥齿轮齿面 作用力.....85
1.4 传动系的系列化设计 和速比分配..... 3	5.6 圆锥齿轮轴承的 预紧.....86
1.5 车辆行驶速度档数的 配置..... 4	5.7 圆锥齿轮装配时的 调整.....87
1.6 传动系的质量 评价指标..... 5	5.8 主要零件的 计算.....88
1.7 传动系的载 荷 特性..... 6	第六章 最终传动90
第二章 常规 变 速 箱 9	6.1 最终传动的功用90
2.1 对变 速 箱 的要求..... 9	6.2 最终传动的结构90
2.2 变速箱的结构类型和结 构 谱..... 9	第七章 四轮驱动前驱 动 的 设计98
2.3 轴的支承方式和轴承 布 置.....25	7.1 前驱动的 输出 方式.....98
2.4 花键联结及其定心方式以及防止 变速箱自动脱档的措施.....27	7.2 分动 机构.....99
2.5 变速箱壳体 设 计.....32	7.3 前驱动最 终 传动.....99
2.6 啮合套和同 步 器.....36	7.4 前后驱动轴间联结 机构..... 102
2.7 变速箱的操纵 机 构.....45	第八章 齿轮设计 104
2.8 常规变速箱结构 举 例.....46	8.1 主要参数的 确定..... 104
2.9 尺寸链 计 算.....48	8.2 齿轮的几何 计 算..... 108
第三章 负载换档变 速 箱50	8.3 轮齿修形 137
3.1 负载换档机构的工作原理 及其基本结构.....50	8.4 齿轮公差和齿面粗 糙 度..... 139
3.2 负载换档机构简要 介 绍.....54	8.5 齿轮的其他 尺 寸..... 143
3.3 在我国发展负载换档变速箱 的设想.....59	8.6 齿轮材料和 热处理 质量要求..... 144
第四章 行星机构和行星-液压 功率分流变 速 箱60	8.7 齿轮的 失 效..... 146
4.1 常用的三构件 基本行星排结构形式.....60	8.8 齿轮承载能力的 计 算..... 147
4.2 三构件行星机构的运动学 和传动比.....61	附录8A 美国AGMA209-04《弧齿锥齿轮 制》1982年修订版补充 的资料(摘要) 156
4.3 三构件行星机构的动 力 学.....65	附录8B “非零”分锥综合变位曲线 齿锥齿轮简要介绍..... 160
4.4 行星机构齿轮齿数的限 制 条件.....67	附录8C 准双曲面齿轮尺寸参数计算 和承载能力核算..... 162
4.5 行星-液压功率分流变 速 箱.....70	第九章 轴和轴承的 计 算 179
第五章 中央传动73	9.1 轴的 计 算..... 179
5.1 中央传动的功能和 分 类.....73	9.2 轴承的 选 用..... 183
	9.3 滚动轴承的寿命 计 算..... 183
	第十章 动力输出 机 构 186
	10.1 动力输出轴的转速和轴伸尺寸..... 186

10.2 动力输出轴的基本结构.....	187	和允许的单位压力.....	208
10.3 动力输出轴的使用.....	191	12.4 摩擦副的分离间隙.....	209
第十一章 传动系的润滑设计.....	194	12.5 离合器压紧弹簧的设计.....	210
11.1 润滑的基本概念.....	194	第十三章 机械可靠性基本概念	
11.2 对齿轮弹流润滑状态的分析.....	197	简介.....	217
11.3 润滑油的选择.....	198	13.1 可靠性问题的提出.....	217
11.4 润滑方式.....	200	13.2 可靠性设计的基本概念.....	218
11.5 润滑油温控制和换油期.....	201	13.3 可靠性函数和寿命指标.....	223
11.6 密封.....	201	13.4 可靠性目标和可靠性增长.....	228
第十二章 离合器主要元件的设计.....	204	13.5 可靠性试验.....	229
12.1 从动盘摩擦片外径 D_2	206	13.6 结束语.....	232
12.2 转矩储备系数 β	208	参考文献	233
12.3 摩擦片的材料、摩擦系数、形状			

第一章 绪 论

1.1 传动系的功能

拖拉机及类似车辆的传动系是将原动机功率传递到驱动轮和工作机械的整个传动链的总称，其传动路线为：

(1) 从发动机到驱动轮——驱动拖拉机及车辆行驶。

(2) 从发动机到动力输出轴(PTO)——驱动工作机械(耕作机器，固定作业机械和拖车驱动机构等)。

传动系统的功能为：

(1) 动力和运动的传动功能。

(2) 改变被驱动轴的转速和转矩(包括倒行)。转速的改变用改变运动传动比 $i = \frac{n_1}{n_2}$ 来实现，式中 n_1 、 n_2 分别为主动轴(变速箱第一轴)和从动轴(驱动轴或PTO)的转速；转矩改变用动力传动比 $i_t = T_2/T_1 = i \cdot \eta$ 来实现。式中 T_2 、 T_1 分别为从动轴和主动轴的转矩， η 为传动系的传动效率。

(3) 切断功率传递，使机具停车。

(4) 通过传动系，使发动机吸收由驱动轴传来的反流功率(当车辆下坡行驶和制动时)，在拖动拖拉机使发动机起动时传递地面附着转矩。

(5) 实现两侧驱动轮差速，保证车辆转向。

1.2 传动系的组成和一般布置方式

本书主要讲述机械式传动系。机械式传动系由以下部件组成：

(1) 主离合器 一般为摩擦式离合器，有的车辆用液力耦合器作为主离合器，或液力耦合器串联一个主离合器。

(2) 变速箱 包括主变速箱、副变速箱、负载换档机构、爬行档减速箱、前驱动分动箱。

(3) 中央传动和差速器 包括前后驱动的中央传动和差速器，差速锁、限滑差速器以及行星转向机构。

(4) 最终传动 包括前后驱动的最终传动。

并不是所有拖拉机及车辆都具有上述各部件：例如有的拖拉机没有最终传动，有的没有爬行档减速器等。

大多数手扶拖拉机传动系各轴是横置式的，也有纵向布置的。大中型拖拉机和类似车辆的变速箱一般是纵置式的。

图1-1是一种拖拉机传动系结构简图。

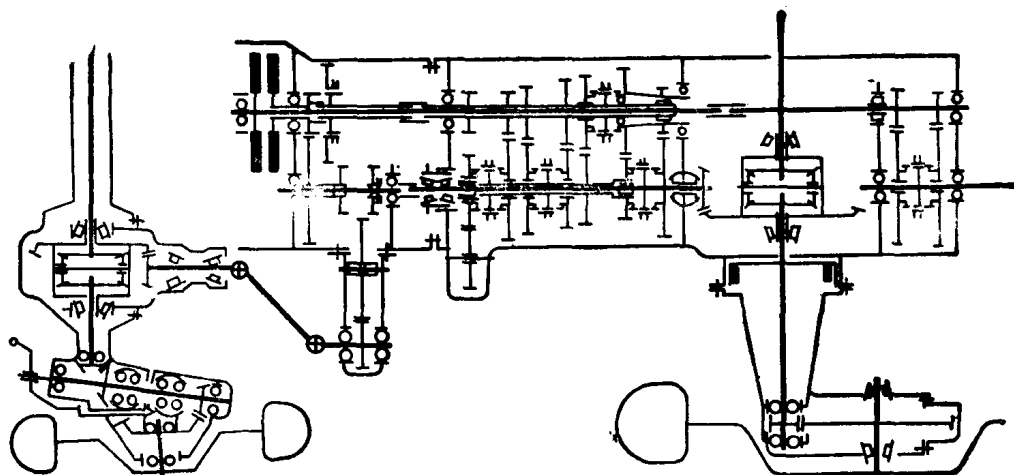


图1-1 拖拉机传动系结构简图

1.3 传动系的发展

1.3.1 发展现状

近30年来，拖拉机和类似车辆传动系的结构和技术发展很快，主要表现在：

变速前进档数从4~6档增加到6~10档，有的拖拉机的前进速度有10~24档。速度范围从0.1km/h到30km/h。

移动齿轮式换档变速箱在不断减少。从各国的情况来看，1956年这种变速箱还占主导地位，但到1979年就只占30%左右了。啮合套和同步器换档变速箱从60年代初期开始不断增加到70年代末期以来，同步器换档机构的比例急剧上升，像联邦德国有的工厂，25~88kW的拖拉机几乎全部采用同步器。80年代设计的拖拉机和车辆中绝大部分采用了同步器或啮合套，仅在变速箱中个别不常用的档次和低速档还保留移动齿轮的换档结构，因为在这些排档中采用同步器或啮合套后其优点并不显著，而成本却增加了。

采用啮合套或同步器，必然要采用常啮合齿轮，因而，除了换档容易外，换档时移动距离较小，可以采用承载能力高，运转较平稳的斜齿轮。这样能降低齿轮空转和搅油速度，对降低噪声和油温也很有效。

60年代以来，装有负载换档（也有称动力换档或摩擦式换档）机构，特别是分段式负载换档机构的拖拉机增长很快，在1968年达到了顶点，但到1975年后又有所下降。这是因为虽然负载换档机构能提高机器的耕作生产率，但其结构较复杂，成本较高，修理保养不太方便，机构的可靠性也相对较低。

随着人们对操纵性的要求愈来愈高和技术的不断进步，自动变速箱已开始得到发展。自动变速箱无需人来操纵换档，而是靠设计好了的控制程序在车辆行驶和作业的最佳状态自动控制变速。自动变速箱的基本结构与负载换档变速箱没有重大差别，但操纵系统的结构较复杂，设计、制造和保养维护都需要非常高的技术，成本也很高，所以自动变速箱在拖拉机产品上还未应用。自动变速箱适用于长距离和高速度行驶的豪华型车辆。现在，人们已开始在控制系统中装置微机并研制能在各种行走条件下进行理想变速的新型变速箱。

无级式变速箱的开发时间较早,但因成本、传动效率、可靠性、重量、操纵以及所传递动力等方面的问题很多,在车辆上的应用还不多,在拖拉机设计上只有样品。在拖拉机结构中有样品的,还有液压-机械分流式无级变速箱和章动无级变速箱。

行星机构在传动系中的应用越来越多。常规变速箱中采用的是两档行星副变速机构,目前已发展到三档或四档的行星副变速机构,例如意大利的菲亚特(Fiat)系列拖拉机。负载换档及自动变速箱主要是由不同的行星排所组成。最终传动采用行星机构的也很多。

中央传动发展的主要表现是限滑差速器的采用,它对提高车辆的牵引性和通过性有很大的作用。

动力输出轴由单轴头发展到多轴头,标准转速有540r/min和1000r/min两种;720r/min转速的采用也有发展的势头。

在零件的材料和工艺方面:齿轮的模数有继续减小的趋势,而齿数和则有增加的趋势,同时采用大压力角(25°),及角度变位。齿轮由渗碳转为碳-氮共渗,以降低渗碳温度,缩短渗碳时间,从而减少热处理变形。

齿轮材料除采用低碳合金钢外(我国的20GrMnTi、25MnTiBRe和美国的8620等),还采用低淬透性钢(55DTi)和其它中碳钢。低淬透性钢除了具有满意的承载能力外,还能简化制造工艺,节省Cr、Ni金属,降低制造成本。

摩擦材料(离合器摩擦片)普遍采用铜基粉末冶金。近来又发展了纸质摩擦材料,对提高离合器的使用寿命,降低接合时的噪声很有效果。

在润滑油料上,润滑油的粘度有所降低,以降低搅油损失,并使传动、液压和制动统一用一种油,还通过加入添加剂,保证所需的润滑特性。

花键中大径定心的矩形花键在国外几乎没有了,小径定心的花键已不多,渐开线花键占绝大多数。

1.3.2 预期的发展目标

- (1) 改善操作性能和维修性能。
- (2) 严格控制重量、减少零件,降低造价。
- (3) 标准化、通用化和系列化程度进一步提高。
- (4) 改善变速箱速度档次分级,使档速更加合理。
- (5) 降低能耗主要途径有:

1) 选择最佳的变速箱、中央传动和最终传动的传动比,使车辆在发动机油耗特性最经济的范围内工作。

2) 提高传动系的传动效率,主要是靠降低齿轮搅油损失来提高传动系的传动效率。

(6) 降低传动系的振动和噪声。

(7) 传动系零部件的电子计算机辅助设计(CAD)和优化设计,使研制周期缩短,结构更加合理。

1.4 传动系的系列化设计和速比分配

拖拉机及类似车辆的系列化,在其生产和使用中具有很大的优越性。系列化的范围一般覆盖3~4个功率等级或几种变型。由于功率不同,轮胎亦相应换装。传动系系列结构中的通

用部件主要是变速箱。离合器, 中央传动和最终传动可能需要更换主要传力元件, 例如离合器摩擦片, 中央传动和最终传动的齿轮等。

传动系系列设计中要改变的主要参数是传动比和行驶速度。

如果希望整个传动系尽可能通用而只改变离合器摩擦片(外径和摩擦片数), 则变速箱、中央传动及最终传动可以完全通用, 这在设计和制造上是非常省事的。但在用于较小功率的拖拉机及车辆时, 传动系结构偏大, 从材料利用率来说是不经济的。由于较大功率车辆的轮胎尺寸(外径)增大, 因而较大功率车辆的行驶速度要增大, 系列产品难以都获得最佳工作速度。

要获得较理想的工作速度, 需调整系列化产品的总速比并对各部件的传动比进行重新分配。

设计变型车辆的传动系时, 某些结构可能要作相应调整, 材料、制造精度和工艺也会作些改变。

传动系统各传动部件间传动比分配原则:

(1) 尽量使末级齿轮(有最终传动者为最终传动齿轮, 无最终传动者为中央传动齿轮)具有大的传动比(齿数比), 因而在总传动比一定的情况下, 前级传动比减小, 从而前级零件承受的转矩减小, 其尺寸便可以小些。

在此原则下, 外啮单级最终传动齿轮的传动比最大可以到6, 单级行星机构最终传动比可以到8。双级外啮最终传动比可以到10。

(2) 在总传动比一定的条件下, 在各传动部件之间传动比的分配中, 不要使变速箱传动比太小, 以免变速箱升速太多, 特别是不要造成变速箱传动链中先降速后升速, 或先升速后降速的“转速倒流”的不合理现象。变速箱的升速比不应小于0.6, 以免转速太高增加搅油损失和引起零件的冲击及振动。变速箱传动比一般在0.8~16之间。

(3) 要按系列产品设计的功率分级要求分配传动比, 使系列产品的大功率机型取大的最终传动比, 中功率机型次之, 小功率机型的最小。如果变速箱串联有常啮合齿轮, 可以调整常啮合齿轮的速比来协调传动比的分配, 使系列产品中各机型具有基本相等的强度储备和接近的行驶速度, 使机器的牵引性和经济性都处于最佳状态。

(4) 中央传动的传动比一般为3~10。

1.5 车辆行驶速度档数的配置

车辆的行驶速度的高低和档数是整机设计任务书提出的。但具体的速度档次的配置要由变速箱设计来确定。对于以运输为主的车辆, 相邻档速的设置应按等比级数来排列, 即级比 q 为

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{V_{\max}}{V_{\min}}} \quad (1-1)$$

式中 $V_{\max}, V_{\min}$ ——车辆最高和最低行驶速度(km/h);

n ——档数, 其数值应使 q 与发动机的转矩储备相适应。

对于拖拉机及其类似车辆, 其工作速度的配置就不能按简单的等比级数来排列。根据国内外的经验: 应将档次密集在5~11km/h的速度区段内, 并尽量避免在6~9km/h速度范围

内变换速度区段，即避免主变速杆和副变速杆同时操作。较理想的速度级比的变化见图1-2。

在拖拉机重载工作区段(5~11km/h)，级比 q 可略大于发动机的转矩适应性系数。一般发动机适应性系数约为1.15。

例如，当拖拉机的最高速度为27km/h，最低速度2.0km/h（旋耕），工作档 $n=10$ 时，则平均级比

$$q = \sqrt[10-1]{\frac{27}{2.0}} = 1.34$$

这样的级比显然是偏大的。若要满足上述的速度范围和级比略大于发动机适应性系数的要求，速度至少应有12个档，这时，平均级比

$$q = \sqrt[12-1]{\frac{27}{2.0}} = 1.27$$

则在主要耕作档时级比可以取为1.20，其他档的级比可以稍高，可以到1.6。

根据耕作需要和生产成本的要求，不同功率的拖拉机，其工作速度的档数最好按表1-1的建议值选定。

如果还需要更低的工作速度，可以设置选装的爬行档或两档动力换档。

图1-3为世界上不同地区拖拉机行驶速度级比与速度的关系。

表1-1 拖拉机的速度档数建议值

拖拉机功率(kW)	档数 n
<18	5~8
18~30	8~10
>30~100	10~12
>100~200	12~16

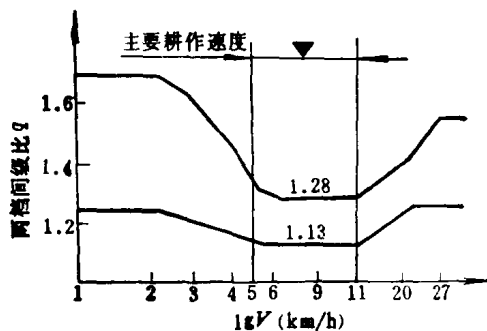


图1-2 变速箱档速级比变化范围

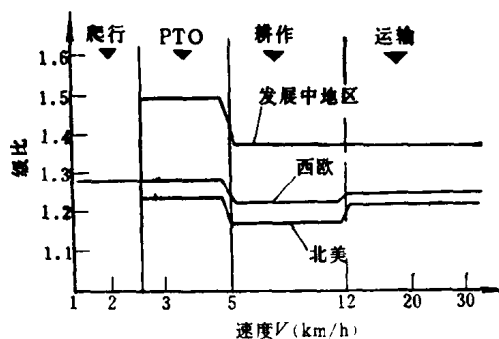


图1-3 拖拉机速度级比与速度的关系

1.6 传动系的质量评价指标

1.6.1 传动效率

传动效率，即输出功率与输入功率之比，即

$$\eta = \frac{P_e - P_f}{P_e} = 1 - \frac{T_f}{T_e} \quad (1-2)$$

式中 P_e ——发动机输入传动系的功率(kW)；

P_f ——传动系损耗的功率(kW)；

T_e ——换算到输出轴上的发动机转矩(N·m)；

T_f ——换算到输出轴上的损耗转矩(N·m)。

在传动系功率的损耗组成中，有

(1) 搅油损耗 占相当大的比重，搅油损失与齿轮线速度、齿轮浸油深度、润滑油粘

度有关。

(2) 机械摩擦损耗 主要有齿面摩擦损失、轴承滚动摩擦损失。机械摩擦损耗与摩擦表面的粗糙度、传动链(齿轮副多少)长度和受力大小有关。

传动系的传动效率应按空转时效率和负载时效率分别评价。

由于传动系有不同的传动比,各档的利用时间百分比又各不相同,所以只研究某一档时的传动效率,是不能充分而全面地评价传动系的效率的。这时,传动系的效率可按综合传动效率来评价。综合传动效率 η_z 为

$$\eta_z = \sum_{i=1}^n q_i \eta_i$$

式中 q_i ——第 i 档工作时间百分比;

η_i ——第 i 档传动效率。

1.6.2 噪声

噪声与齿轮的工作线速度、载荷和结构等有关,起主要作用的是变速箱齿轮的线速度。各档的齿轮线速度是不同的,对产生噪声的作用各异。除了要控制各档的线速度外,还要考虑变速箱的综合线速度 v_o 。

$$v_o = \sum_{i=1}^n q_i v_i \quad (1-3)$$

式中 v_i ——第 i 档的齿轮工作线速度(m/s)。

如果传动系中同时有 k 对齿轮同时传力工作,各对齿轮工作线速度为 v_{ij} 。由于低速对噪声产生的作用比高速的作用小得多, v_i 不能为各 v_{ij} 的简单代数和,按下式确定 v_i 可能较符合实际:

$$v_i = \sqrt{\sum_{j=1}^k v_{ij}^2}$$

式中 j ——某档第 j 对齿轮代号。 $j=1 \sim k$ 。

轴承也是噪声源之一,无保持架滚针轴承的噪声更显著。

传动系的噪声污染环境,危害驾驶员身心健康,也是判断机器工作正常与否的一种依据。噪声增大,表示机器将发生故障。有关的标准规定了噪声的允许值。

1.6.3 比质量

比质量,即单位传递功率的传动系质量,比质量愈小,传动系愈先进。

1.6.4 可靠性

可靠性可用平均无故障工作时间(MTBF)或平均失效前工作时间(MTTF)来衡量,或用在要求的工作寿命(例如6000小时)下的可靠度(例如90%)来表征。

1.6.5 制造和使用维修的方便性

制造和使用维修的方便性,由相对比较确定。

1.7 传动系的载荷特性

拖拉机及其他任何车辆的工作载荷都具有随机的性质。要从数量的大小和频率的高低用简单而确切的数字去估计它们并用于寿命可靠性计算以及用于耐久性试验,是非常困难的。

但是, 可以将这种典型条件和额定工况下的随机载荷用统计方法加以处理, 把它们按某种规律“集合”在一起, 或用数学式表示, 或用图象 (例如累积载荷直方图) 来表征, 就是所谓载荷谱^[1]。

1.7.1 拖拉机耕作时驱动轴载荷时间历程

拖拉机工作时间最长, 且载荷较大的是耕耙作业。在正常状态下, 这些作业的时间约占总工作时间的75%。这种作业时的工作载荷, 对零件的强度和可靠性寿命起决定性作用。耕作过程中拖拉机要在地头或田角调头转弯, 并重新起步, 因而产生起步时的冲击载荷。图1-4为一种典型的耕地作业时载荷时间历程。

从图1-4的载荷时间历程图可知, 起步落犁耕作时转矩最大, 约为耕作平均转矩的1.8倍, 但作用时间很短。正常耕作区段的纯耕作转矩是一种各态历经的平稳随机过程。在耕作的整个过程中, 耕作中纯耕作时间约占70%, 田中转弯和倒车约占25%, 其他约5%。驱动轴每转内转矩波动7~10次。转矩波动频率约为4~6Hz。

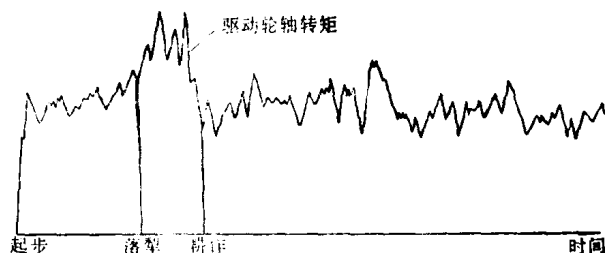


图1-4 拖拉机耕作时驱动轴载荷时间历程

1.7.2 拖拉机的载荷特性

(1) 拖拉机驱动轴载荷的统计特性

将载荷历程进行统计处理, 以便用于强度和寿命计算或用于耐久性试验的加载。数据处理的方法很多。用得较多的有

1) 峰值计数法 按波峰波谷记数, 简单易行, 幅值小于最大幅值的10%的峰值忽略不计。统计的结果略偏大。

2) 雨流法 它是考虑材料的应力应变关系的一种双参数计数方法, 它记录了循环变应力的全部主要信息, 应用得较普遍, 并已有数据处理的专门仪器。

根据对几种机型耕作的载荷按峰值计数法进行处理, 经检验基本符合正态分布。转矩均值及其标准差列于表1-2。

对于轴类零件, 转矩的波动幅值对疲劳强度的影响更大。表1-3列出了一种拖拉机驱动轴转矩的幅值分布。

根据上述载荷分布特性和各种作业时间的分配比例, 以及总工作时间, 合成总的载荷累积频次曲线, 并按阶梯分成若干级 (一般为8级) 的程序载荷谱 (图1-5), 可用于可靠性计算和可靠性试验。

(2) 考虑使用系数 K_A 的计算载荷 T

1) 按载荷谱确定的当量载荷 T_{eq} 来考虑使用系数

当量载荷的含义为: 当零件按当量载荷加载时, 其疲劳强度与按载荷谱加载时的疲劳强度相同。当量载荷与名义载荷 (或额定载荷) 之比为使用系数。载荷常用转矩表示。名义转矩 T_N 按8.8.2的方法计算。

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_N} \quad (1-4)$$

表1-2 几种拖拉机转矩载荷(峰值)的正态分布特性

机 型	发动机功率(kW)	作业项目	载荷作用部位	平均值 $T_m(N \cdot m)$	标准差 $\sigma(N \cdot m)$
丰收-37	28	水田水耕	驱动轴	3377	632
		水田旱耕		4170	620
		旱地旱耕		3453	625
上海-50	36	水田旱耕	驱动轴	3570	548
		水田旋耕	P.T.O	327	205
东风-50	36	旱地旱耕	驱动轴	3946	507
泰山-25	18	水田水耕	半轴	294	50
		旱地旱耕		300	105
		水田圆盘耙		290	50
奔野-25	18	水田水耕	驱动轴	1815	210
		水田旋耕		652	128
船形拖拉机南方-12	8.8	深泥脚水田犁耕	驱动轴	1165	230

表1-3 驱动轴转矩的幅值分布特性

机 型	功率(kW)	作业项目	幅值均值 $T_{am}(N \cdot m)$	标准差 $\sigma_a(N \cdot m)$
丰收-37	28	水田水耕	1197	638
		水田旱耕	1177	560
		旱地旱耕	785	314

式中
$$T_{eq} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_i T_i^p}{N} \right)^{1/p} \quad (1-5)$$

p ——零件S-N曲线的斜率,对于表面硬化钢齿轮, p 约为6.6~9(接触疲劳)和8.7(弯曲疲劳);

N ——当量工作循环数或总工作循环数,

$$N = \sum_{i=1}^n \Delta N_i$$

计算载荷 $T = K_A T_N$ (1-6)

2) 按原动机和从动装置(耕作时为农具阻力和行走机构)产生的瞬时峰值载荷来考虑使用系数。这种由外部动力因素引起的瞬时峰值载荷一般比名义载荷大。使用系数可按下式计算

$$K_A = \frac{T_p}{T_N} \quad (1-7)$$

式中 T_p ——峰值(不含谷值)转矩的平均值,或以转矩的平均值(T_m 或 T_N)加上 1.5σ 作为峰值转矩,

即
$$T_p = T_m + 1.5\sigma$$

其中 σ ——转矩的标准差,当 $T_p = (T_m + 1.5\sigma)$ 时,约有94%的峰值包括在使用转矩中(表1-2)。

计算载荷(转矩)为
$$T = K_A T_N \quad (1-8)$$

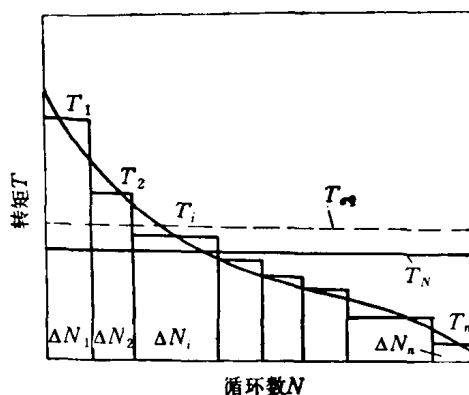


图1-5 幅值程序载荷谱

第二章 常规变速箱

2.1 对变速箱的要求

本章讨论常规变速箱，即一般齿轮式有级变速箱。

变速箱的功能主要有：

(1) 改变整机的行驶速度和牵引力或牵引转矩，以适应工作和行驶的需要。对于农业拖拉机和工程车辆，某些工作速度必须在规定的范围内，例如耕作速度、栽植速度、推土速度、倒车速度等。对于这类车辆，变速是主要的，其驱动轮转矩往往受到行走机构与土壤(地面)附着条件的限制而不能改变；对于运输车辆，除了要满足运输所需的速度变化外，还需要在起步、加速和爬坡过程中，改变牵引力或牵引转矩，以克服惯性力和增加的阻力。因此，这些车辆的工作档次，改变牵引力是主要目的。

(2) 实现倒车和发动机运转时停车。

(3) 隔断发动机与驱动装置的联系，便于发动机点火起动，或在发动机熄火的情况下拖带行驶。

对变速箱的要求如下：

(1) 满足整机工作速度的要求，齿轮齿数比的选择应能使发动机的功率得到合理的利用，以便获得较好的动力性和经济性指标。

(2) 结构合理，使整机总体布置恰当，传动级数少，结构简单紧凑，重量轻。

(3) 传动效率高，噪声低，温升小。

(4) 换挡操作轻便容易，能防止乱档、自动脱档和自动挂档。

(5) 工艺性好，便于加工和装拆。

(6) 保养维护方便。

(7) 工作可靠。

(8) 制造和使用成本低。

不少变速箱与中央传动和动力输出装置做成一体。

2.2 变速箱的结构类型和结构谱

2.2.1 功率流模型

拖拉机和类似的工程车辆定轴齿轮传动有级变速箱的结构类型是多种多样的。然而，对它们加以分析和综合，可以发现，各种结构的形成是具有各自的规律和特点的。

前面已经提到，变速箱的主要功能是为车辆提供所需要的速度数目和速度值。这种功能，实质上是通过所传递的功率流经不同的路线(不同的档数)和不同的路程(速比)来实现的。所以，功率的流传方式，基本上反映或表征了变速箱结构类型和它的特点。用这种功率流的

印迹来代表变速箱基本结构的抽象等效图形,我们称之为“功率流模型”。同用“数学模型”、“物理模型”或“电模型”来分析事物的某种结构和特点一样,用功率流模型来表征变速箱的特点,可以方便地将各种结构分门别类,建立起变速箱的结构谱,这对于设计、改进和研究结构的系列化是很有用的。

我们以一个 3×2 组成式变速箱(图 2-1)为例来阐明功率流模型的概念。这个变速箱是由一组齿轮单元 A 和另一组齿轮单元 B 串联而成。A 单元有 $N_A = 3$ 对齿轮, B 单元有 $N_B = 2$ 对齿轮。这样,该变速箱的基本类型和主要参数就被确定了,即

$$\text{档数 } N_{AB} = N_A N_B = 3 \times 2 = 6$$

$$\text{速比 } i_{AB} = i_A i_B$$

$$\text{速度变化范围比 } \Omega = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

此处 Ω 值指的是最大可能值。并非每种结构都一定能实现这个最大值。另外,由于倒档齿轮的安排并不影响变速箱的基本结构,为了便于分析,暂不予考虑。

我们规定:垂直箭头代表齿轮副和功率流方向;水平线代表轴,水平箭头表示轴间联接套和功率流方向。则上述 $A \times B$ 变速箱结构的功率流模型如图 2-1 下部的图形所示,它简单、明确。为了表征诸类型变速箱结构的功率流模型,还需作如下补充规定:

(1) 两横线之间同一垂直线上方向相反的两个箭头代表该齿轮副上功率可以正流和反流,(参见图 2-9)。这种正反流齿轮副也可以看作流向相反的两对齿轮合而为一。

(2) 两个垂直箭头在同一直线上并有横线隔开表示该两齿轮副间有一共用齿轮,参见图 2-4 和图 2-5。

(3) 水平箭头也表示用作直接档的啮合套或同步器的功率流方向。直接档指的是功率流直接传到同轴心的另一轴而不经其它齿轮副。

(4) 用大写字母 A、B、C…… H_1 、 H_2 、 H_3 等表示由齿轮副组成的单元;用小写角码符号 z 、 f 分别表示功率直流和分流。需要说明的是,大写字母除 J、H 外,都表示齿轮副,这些大写字母本身不形成任何方案,不表示任何特征。只有两个以上字母才能组成方案并具有一定的特征。J、H 既表示一种方案,又是齿轮副。

2.2.2 变速箱的四类功率流基本模型及其变型

根据已知的各种拖拉机及类似车辆变速箱的结构,可归纳出四类功率流模型基本型(图 2-2、图 2-3、图 2-4 和图 2-5),以及由基本型派生的直联型和分联型。

第 I 类型

这种类型的特点是:

(1) 功率在通过两轴线的平面流传,其输出轴与输入轴同心,箱体具有两大孔(不包括倒档轴孔和其它用孔,下同)。由于输入轴线与输出轴线重合为“一”,故称为第 I 类型。

(2) 变速档数是两组成单元数(齿轮副数)的乘积,即 $N_I = N_A N_B$,

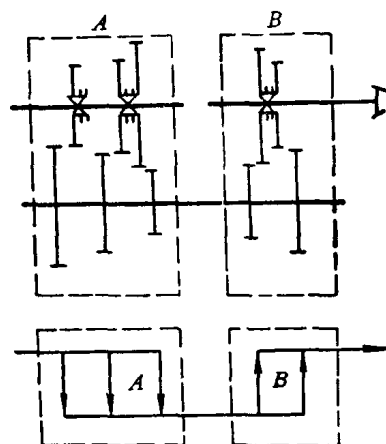


图 2-1 $A \times B$ 组成式变速箱简图与功率流模型

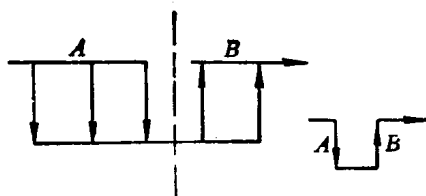


图2-2 第 I 类型

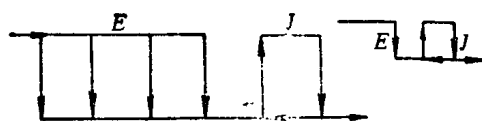


图2-3 第 II 类型

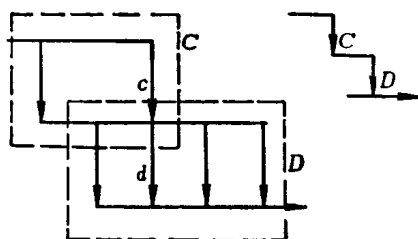


图2-4 第 III 类型

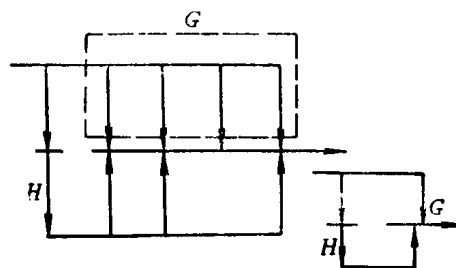


图2-5 第 IV 类型

(3) 各档速比为同时流经的两组成单元齿轮副齿数比之乘积, 即 $i_1 = i_A i_B$

(4) 速度变化范围比 $\Omega_1 = i_{1\max} / i_{1\min}$

在一般情况下, 由于结构原因(中心距、箱体尺寸、最少齿数、重合度等)和最高转速以及升速合理性等条件的限制, $i_{\max}$ 一般取为2.8, 总升速比一般不小于0.6。这样,

$$\Omega_1 = 2.8^2 / 0.6 = 13$$

但须指出, 只有在每个单元(此处为A和B)至少有两个档时, 上式 $\Omega_1 = 13$ 才是正确的。若某个单元内只有一个档(一对齿轮), 则 $\Omega_1 = \frac{2.8}{0.6} = 4.66$ 。

(5) 传动效率: $\eta_1 = \eta_A \eta_B = \eta^2$, 式中 η 为一对齿轮传动的机械效率。

(6) 动力输出轴一般通过中间轴孔传出(下置式)。

(7) 不可能设置共用齿轮。

表2-1列出几种属于第 I 类型变速箱的结构参数。

表2-1 I 型变速箱的结构参数

拖拉机型号	A级档数	B级档数	前进档数	换档方式	备 注
东方红-40	3	2	6	移动齿轮	B级有两档为负载换挡
江淮-50	2	4	8	移动齿轮	
铁牛-55(旧型)	1	5	5	移动齿轮	
(美)IHC523	4	3	12	啮合套	
(美)Formall Supper C	1	4	4	移动齿轮	
(英)TEF-20	1	4	4	啮合套	
(英)MF-30	4	2	8	啮合套	
(意)Same Delfino-35	3	2	6	移动齿轮	
(联邦德国)ZFT-3000	2	6	12	啮合套	
(罗)U-650	1	5	5	移动齿轮	
(罗)U-S651LS	1	4	4	移动齿轮	另有增矩器
许多汽车变速箱	1	5	5	移动齿轮	
同 上	2	5	10	和啮合套	

在此基本型的基础上,有以下两种变型:

(1) 直联型 I_s (图2-6)

它是在基本型的 a、b 之间加一啮合套 (同步器或齿轮套), 得到一个直接档构成的结构。

其特点与基本型大体相同, 不同之处在于: 变速档数

$$N_{I_s} = N_A N_B + N_s = N_A N_B + 1 \quad (N_s \text{ 为直接档, 下同})。$$

$$\text{各档速比为} \quad i_{I_s} = \begin{cases} i_A i_B \\ 1 \text{ (直接档时)} \end{cases}$$

$$\text{传动效率为} \quad \eta_{I_s} = \begin{cases} \eta_A \eta_B = \eta^2 \\ 1 \text{ (直接档时)} \end{cases}$$

$$\text{速度变化范围比} \quad \Omega_{I_s} = 13$$

不可能设置共用齿轮。

属于 I_s 型的几种变速箱结构参数列于表2-2。

(2) 分联型 I_f (图2-7)

它是在 I 型或 I_s 型的中间轴 (也可在第一轴)

上分出一支流而构成。其特点是:

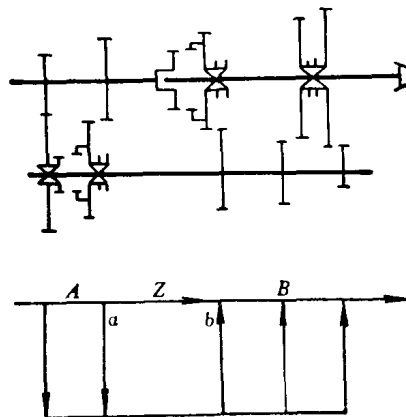


图2-6 I_s型结构简图及其功率流模型

表2-2 I_s型变速箱的结构参数

拖拉机型号	A级档数	B级档数	直接档数	前进档数	换档方式	备 注
(法)SOM615等	2	3	1	7	移动齿轮	A级为负载换档机构 通过一对正反旋齿轮得 3个速度
(捷)Zeter35等	1	4	1	5	移动齿轮	
(联邦德国)MAN45A	1	6	1	7	啮合套	
(联邦德国)Nuffield10/42等	2	4	1	9	移动齿轮	
(苏)T-38	1	4	1	5	移动齿轮	
(英)Leyland GP243	1	4	1	5	啮合套	
(美)Allis Chalmers 030等	2	4	1	9	啮合套	
(瑞典)Volvo T-814(附图1)	1	4	1	8	啮合套	
新曙光-801	1	3	1	4	移动齿轮 及啮合套	
(意)Fiat 610等	1	4	1	5	移动齿轮	
(美)M.M."u"等	3	1	1	4	移动齿轮	

输出轴与输入轴同心, 箱体具有三大孔; 变速箱档数 $N_{I_f} = N_A N_B (1 + N_f) + N_s$

$$\text{各档速比} \quad i_{I_f} = \begin{cases} i_A i_B & \text{——基本档} \\ i_A i_B i_{f1} i_{f2} & \text{——分流档} \\ 1 & \text{——直接档} \end{cases}$$

$$\text{速度变化范围比值} \quad \Omega_{I_f} = i_{I_f \max} / i_{I_f \min} = \frac{2.8^4}{0.6}$$

$$= 103$$

$$\text{传动效率} \quad \eta_{I_f} = \begin{cases} \eta^2 & \text{——基本档} \\ \eta^4 & \text{——分流档} \\ 1 & \text{——直接档} \end{cases}$$

动力输出轴通过中间轴孔或分流轴孔传出;

可以设置共用齿轮。

表2-3列出 I_f 型几种变速箱的结构参数。

第 I 类型

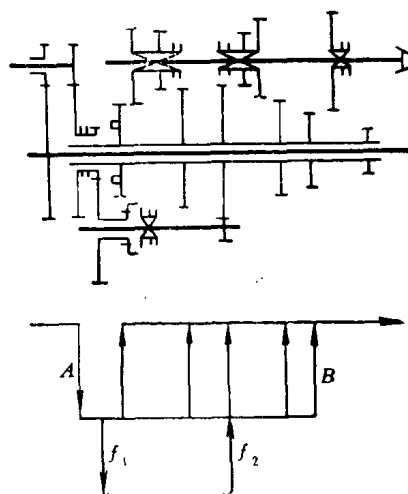


图2-7 I_f型结构箱及其功率流模型

表2-3 I_J型变速箱的结构参数

拖拉机型号	A级档数	B级档数	J级档数	直接档数	前进档数	换档方式	备 注
铁牛-55(新型)	1	5	1	0	10	移动齿轮及啮合套	一个共用齿轮
(苏)MT3-5MC	1	5	1	0	10	移动齿轮及啮合套	一个共用齿轮
(苏)MT3-50(附图5)	3	2	1①	1	9	移动齿轮	前端另有增矩器
(罗)U-800	1	4	1	0	8	啮合套	
(联邦德国)ZF GMBH (附图3)	1	4	1	1	9	移动齿轮	一个共用齿轮
(联邦德国)Fendt Farmer-3S(附图4)	3	3	1	1	19	移动齿轮及啮合套	A级为可变速行星机构
(联邦德国)JohnDeere Lanz 310(附图2)	1	4	1	1	10②	移动齿轮及啮合套	一对齿轮功率正反流得另两档

① 从第一轴分流，档数 $N=N_A N_B + N_J N_B + N_B$ ，见附图5。

② 分流后不经B级者一档，功率反流者二档，见附图2，故总档数

$$N=N_A(N_B+(N_B-1)N_J)+N_B+N_{\text{反}}=1\times[4+(4-1)\times 1]+1+2=10。$$

这类结构的简图及其功率流模型如图2-8所示。由于它的输出轴和输入轴分别在“二”根轴线上，故取名Ⅰ类，以形象化，便于记忆。分析可知，此类之J级实际上是一个简单的Ⅰ型。但是这种结构几乎已经常规化，所以，还是命名为J级较为方便。从功率流和排档形成方式来说，行星机构亦归为J级之列。不同点主要是行星减速机构的J沿输出轴回转。

Ⅰ类型的特点是：

(1) 输出轴与输入轴不同心，但与中间轴同心，功率流处于通过各轴心线的平面内，变速箱具有两大孔。

(2) 变速档数为两单元档数或齿轮副数之乘积：

$$N_{\text{II}}=N_J N_J$$

(3) 各档速比为两单元相应速比之乘积：

$$i_{\text{II}}=i_J i_J=i_J i_{J1} i_{J2} \text{——基本档}$$

$$i_{\text{II}}=i_J \text{——J级直接档}$$

(4) 速比变化范围比

$$\Omega_{\text{II}}=i_{\text{IImax}}/i_{\text{IImin}}=2.8^3/0.6=36$$

(5) 传动效率

$$\eta_{\text{II}}=\begin{cases} \eta_J=\eta \text{——J级直接档} \\ \eta_J \eta_J=\eta_J \eta_{J1} \eta_{J2}=\eta^3 \text{——基本档} \end{cases}$$

(6) 动力输出轴一般通过第一轴孔传出(上置式)。

(7) 不可能设置共用齿轮。

表2-4列出了几种Ⅰ类型变速箱的结构参数。

在Ⅰ类的基础上，有以下两种变型

(1) 直联Ⅰ_J或EJ_J(图2-9)

Ⅰ_J型是在Ⅰ类型基本型e、j之间加一啮合套z而成。因此，这种结构至少有一对齿轮

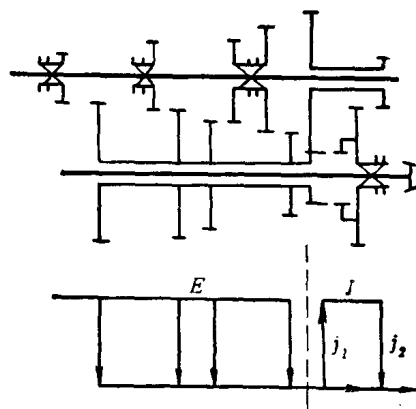


图2-8 I型变速箱简图及其功率流模型