

全国高等农业院校试用教材

拖拉机汽车学

第四册 拖拉机理论

华中农学院主编

农业机械化专业用

农业出版社

全国高等农业院校试用教材

拖拉机汽车学

第四册 拖拉机理论

华中农学院 主编

ND14/25

农业机械化专业用

农业出版社

全国高等农业院校试用教材
拖 拉 机 汽 车 学
第四册 拖拉机理论
华中农学院 主编

农业出版社出版（北京朝内大街130号）
新华书店北京发行所发行 农业出版社印刷厂印刷

787×1092毫米16开本 10印张 299千字
1983年5月第1版 1983年5月北京第1次印刷
印数 1—9,200册

统一书号 15144·642 定价 1.10 元

前 言

拖拉机理论主要研究拖拉机行驶推进原理、拖拉机工作时整机及主要部件的运动、受力和功率的变化规律；研究拖拉机的使用性能与使用环境的相互关系；研究提高拖拉机的规律。

拖拉机理论给拖拉机各种性能制订出一套参数、指标，用公式或模型表明它们之间的质的定性关系，通过试验计算给它们以数值定量。这些理论上的定性关系和数值上的定量关系对拖拉机的正确运用、设计、试验提供理论基础。

拖拉机理论来源于拖拉机的实践，又回过头来用抽象提高的理论指导拖拉机实践，并且不断相互促进提高。

在高等农业院校的农业机械化专业中，拖拉机理论是“拖拉机汽车学”课程的重要组成部分。讲授拖拉机理论的目的在于使学生理解拖拉机的主要性能和工作规律、具有评价拖拉机的使用性能的能力和有关改善、提高性能知识，并为农业机械运用课程提供理论知识。

随着土壤力学—车辆系统等有关科学的发展，随着电测、有限元法、相似理论与模型试验和电子计算机等先进技术的应用于拖拉机和越野车辆的研究，拖拉机理论有了很大的发展和进步。我们对国外先进的拖拉机理论和实践应结合我国情况很好地学习和引用。

拖拉机理论应尽量反映我国农业机械化特点及我国的特殊条件。例如我国拖拉机的工作条件既有平原、山地，又有旱地、水田；拖拉机理论既要反映平原旱地拖拉机的内容，也应反映水田、山地拖拉机的内容。我国近年来手扶拖拉机保有量迅速增长，由我国劳动人民创造的适于水田作业的船式拖拉机和各种拖拉机，它们都有各自的理论特点，值得总结并反映出来。

提高我国拖拉机理论和实践的水平，反映我国特点的拖拉机理论和实践，是我们农业机械化工作者的任务。

目 录

前 言	
第一章 行走装置的理论基础	1
第一节 轮式拖拉机行驶的基本情况	1
第二节 土壤的物理机械性质	4
第三节 轮子运动学	9
第四节 从动轮受力分析	14
第五节 驱动轮受力分析	20
第六节 胎轮驱动轮的驱动指数、轮胎的变形及承载能力的计算	24
第七节 水田轮受力分析	28
第八节 履带行走装置的运动学特点及切线牵引力	33
第九节 履带行走装置滚动阻力	37
本章参考文献	39
第二章 拖拉机总体动力学	40
第一节 轮式拖拉机总体动力学	40
第二节 轮式拖拉机牵引平衡分析	46
第三节 手扶拖拉机受力分析	54
第四节 船式拖拉机受力分析	57
第五节 履带拖拉机总体动力学	59
第六节 提高拖拉机牵引附着性能的途径	65
本章参考文献	69
第三章 拖拉机稳定性	71
第一节 轮式拖拉机及机组的纵向稳定性	71
第二节 手扶拖拉机的稳定性	77
第三节 履带拖拉机的纵向稳定性	79
第四节 拖拉机的横向受力及稳定性	80
第五节 改善拖拉机稳定性的措施	81
本章参考文献	82
第四章 拖拉机的牵引特性	83
第一节 拖拉机的功率平衡	83
第二节 影响拖拉机牵引特性的主要参数	85
第三节 拖拉机的牵引特性分析	92
第四节 拖拉机系列的构成原理	105
本章参考文献	108
第五章 拖拉机的转向理论	110
第一节 轮式拖拉机的转向	110
第二节 单式差速器对轮式拖拉机工作的影响	114

第三节 手扶拖拉机的转向特点	120
第四节 船式拖拉机的转向特点	121
第五节 履带拖拉机的转向	124
第六节 履带拖拉机上几种转向机构的性能分析	128
本章参考文献	134
第六章 拖拉机的使用性能及本学科的发展	135
第一节 农业拖拉机的使用性能及评价指标	135
第二节 本学科的发展	143
本章参考文献	152
本书常用符号表	154

第一章 行走装置的理论基础

第一节 轮式拖拉机行驶的基本情况

一、轮式拖拉机行驶的基本情况

两轮驱动的轮胎式拖拉机带牵引农具水平稳定作业的纵向受力基本情况如(图1-1)所示。

柴油机的功率 N_e 以高转速(角转速 ω_e) 和低扭矩 (M_e) 的形式通过传动系统传到驱动轮上, 变成了低转速(角转速 ω_q) 和大扭矩 (M_q)。大扭矩 (M_q) 称为驱动力矩、因属内力矩、图中以虚线表示。

在驱动力矩 M_q 和拖拉机重量 G_s 作用下, 由于驱动轮与土壤接触, 土壤向驱动轮施加一个水平反力 P_q , 称为切线牵引力; 切线牵引力顶住驱动轮, 它使拖拉机克服阻力向前行驶并产生牵引力进行作业。与此同时, 驱动轮产生滑转并向前滚动, 拖拉机以速度 V 向前行驶作业。

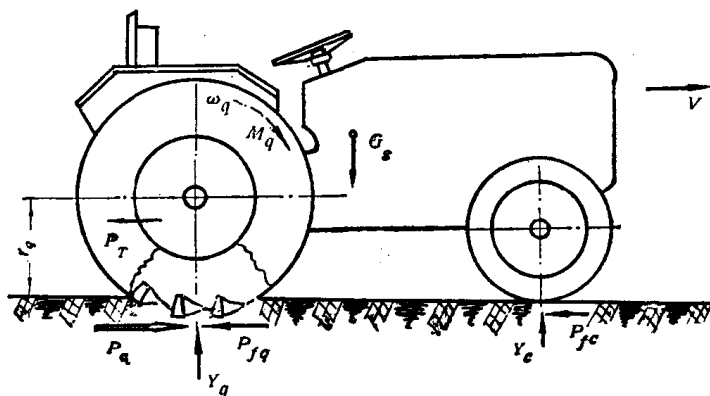


图1-1 轮式拖拉机行驶作业原理

使用经验告诉我们: 装在拖拉机上的发动机是40马力, 但拖拉机牵引农机作业所发挥的牵引功率却只有20多马力, 功率消耗约一半。

发动机功率是怎样消耗的? 为什么拖拉机能行驶作业? 拖拉机行驶过程中, 功率、牵引力和速度是怎样变化的?

通过观察、试验和分析, 可以认识下述一些现象。

(1) 发动机功率(扭矩 M_e 和角转速 ω_e) 是拖拉机行驶作业推进的动力来源。

传给驱动轮的功率 $N_q = M_q \omega_q$ 要小于发动机功率 $N_e = M_e \omega_e$; 发动机功率通过传动系统向驱动轮传达, 在传动系统损失了一部分功率。

(2) 行走装置—驱动轮是轮式拖拉机行驶作业发挥推进作用的主要装置。

驱动轮必须和土壤(或地面)相互作用(包括接触、摩擦、压缩和剪切等作用), 才能实现滚动, 产生切线牵引力并发挥推进作用。

(3) 行走装置在土壤上滚动时存在着阻力, 称为轮胎滚动阻力, 前轮的滚动阻力以 P_{fc} 表示, 后轮的滚动阻力以 P_{fq} 表示。驱动轮所产生的切线牵引力 P_q 必须克服这些滚动阻力 ($P_{fc} + P_{fq}$), 才能稳定向前行驶。此外, P_q 还要克服加速、爬坡等阻力, 才能向前加速行驶或爬坡。

驱动轮切线牵引力必须克服农具作业时的牵引阻力 P_T , 并同时克服上述轮胎滚动阻力

和其他行驶阻力，才能行驶作业。

(4)在含水量较多或松软而易变形的土壤上，拖拉机驱动轮所能发挥的切线牵引力明显减少，滚动阻力明显增大；滑转也明显增加而导致拖拉机行驶作业速度明显下降，严重时，甚至出现驱动轮原地滑转，拖拉机不能前进，速度损失百分之百。

上述力的损失和速度损失形成的功率损失，在不同的土壤条件下，损失的 程度是不同的。

(5)在水田土壤，必须将一般轮胎改装高花纹轮胎或叶轮，轮式拖拉机才能进行作业。这表明行走装置结构的改进，可以减少力的损失和速度损失，提高拖拉机的推进性能和牵引效率。

在认识轮式拖拉机行驶作业基本情况以后，我们将探讨行走装置在行驶时 所发挥的作用；并将进一步讨论土壤的机械物理性质，从动轮和驱动轮与土壤（地面）的一些相互作用关系，运动和受力分析，以及变形的从动轮、驱动轮在变形的土壤上滚动时的性能及影响因素。

这一章还将介绍履带拖拉机行驶基本情况以及履带行走装置的运动受力的分析。

二、驱动轮力矩与传动效率分析

拖拉机的切线牵引力 P_0 来源于驱动力矩 M_0 ，而驱动力矩则来源于发动机扭矩 M_e 。

这里主要讨论驱动力矩的产生及传递过程的损失。由于驱动轮的驱动力矩 M_0 来源于发动机扭矩 M_e ，因而有必要对拖拉机发动机（主要是柴油机）的扭矩特性作扼要的回顾，然后再讨论传递过程及传递效率。

(一)柴油机的扭矩特性 从柴油机的调速特性可以认识它的扭矩特性有以下一些特点：

1.低扭矩和高转速 柴油机在标定功率时所能发挥的标定扭矩(接近最大扭矩值)比驱动力矩的实际需要相差几十倍。例如，50马力柴油机的标定扭矩约为18.1公斤·米，而两驱动轮需要驱动力矩却达到1,200公斤·米，才能产生约1,800公斤的牵引力。

柴油机转速以稳定怠速（约600转/分）为最低，但对拖拉机驱动轮来说，这样的转速还是过高了。它将使1.37米直径的驱动轮具有每小时跑154.8公里的速度，而拖拉机主要作业速度是4—8公里/小时，运输速度一般也不超过30公里/小时。

这说明柴油机的扭矩和转速都不符合驱动轮的需要，有必要在柴油机与驱动轮之间设置传动系统将扭矩变大并将转速降低，拖拉机才能正常行驶作业。

2.柴油机扭矩、转速和功率关系 柴油机的扭矩是由它的功率和转速所决定的，如(式1-1)：

$$M_e = \frac{75N_e}{\omega_e} = \frac{716.2N_e}{H} \quad (\text{公斤} \cdot \text{米}) \quad (1-1)$$

根据柴油机的标定功率和转速可计算它的标定扭矩。

柴油机的最大扭矩一般是标定扭矩的1.05—1.15倍，可由扭矩储备系数 $\mu = \frac{M_{cmax}}{M_e}$ 计算出来。最大扭矩一般在低于标定转速（约相当于标定转速的0.6—0.8）情况下出现，此时柴油机功率只有标定功率的80—85%。

3. 调速器对驱动轮力矩和驱动轮转速的影响 拖拉机上的柴油机一般都设置全程式调速器, 在调速器作用下的柴油机工作性能, 称为调速特性。调速特性反映拖拉机实际田间作业时的动力、经济性能, 所以调速特性是拖拉机柴油机的最主要工作特性。最大油门位置的柴油机调速特性将反映在调速器作用下的最高空转转速、最大功率转速、最大扭矩转速、标定功率及其相应扭矩、最大扭矩以及相应耗油量和燃油消耗率等动力、经济性能, 还显示柴油机扭矩和转速储备系数以及调速器的稳定调速率等重要性能。这些转速、扭矩, 功率和经济性能都将对拖拉机速度、驱动力矩(牵引力)、牵引功率以及经济性能产生密切影响。

拖拉机作业时牵引阻力的变化, 将引起驱动轮驱动力矩和转速的变化, 并反映到调速器上, 从而控制柴油机产生相适应的转速和扭矩变化。例如, 拖拉机挂钩牵引力减轻时, 驱动轮驱动力矩和柴油机扭矩将减小, 柴油机转速将有所提高, 调速器将柴油机控制在稍高转速状况下工作。当拖拉机牵引力增加时, 驱动轮承受的驱动力矩将增大, 柴油机转速有所下降; 在没有挂钩牵引力而油门处于最大供油位置时, 柴油机由调速器控制在稍低于最高空转转速的转速上, 并使扭矩降至很小, 以维持柴油机空转和拖拉机空驶的需要。

(二) 驱动力矩与传动系统效率 柴油机的功率经传动系统传至驱动轮。功率的传动过程将引起功率损失 N_c , 以传动系统效率 H_c 来衡量这个损失。 H_c 是拖拉机在水平地段作等速直线运动时传到驱动轮上的功率 N_q 与此时发动机发出的有效功率 N_e 的比值, 以式 (1-2) 表示:

$$H_c = \frac{N_q}{N_e} = \frac{M_q \cdot \omega_q}{M_e \cdot \omega_e} = \frac{M_q}{i M_e} \quad (1-2)$$

或写成:

$$M_q = \eta_c \cdot i \cdot M_e \quad (1-3)$$

式中: i ——拖拉机传动系统总传动比, 等于变速箱、中央传动和最终传动等各部分传动比的乘积。

由上式可见, 拖拉机驱动力矩 M_q 等于柴油机的有效扭矩 M_e , 传动系总传动比 i 和传动系统效率的乘积。

传动系统的损失主要是齿轮的啮合损失, 占总损失的85%以上, 其次是轴承和油封的摩擦损失, 以及齿轮的搅油损失。精确地说, 传动系统效率 H_c 是随拖拉机排档速度、载荷等工况而有所变化的。当扭矩为标定值时, 高速档损失大些, H_c 约为90%, 低速档约94%。但为了简化并用于实际拖拉机使用和设计计算, 可将 H_c 看作是常数。关于齿轮的啮合损失, 一般每对圆柱齿轮效率取0.97—0.98, 每对圆锥齿轮效率取0.96—0.97左右。

总的传动效率约为0.90—0.94, 随传动系具体结构和排档不同而异。一般 H_c 可取0.9, 以便进行设计计算和拖拉机实际使用计算。

为了减少传动损失, 提高传动系统效率, 拖拉机传动系统必须具有合理的结构和布置, 尽可能将啮合齿轮对数减至最少, 采用先进的工艺, 提高齿轮制造精度, 齿轮箱加工精度以及保证合理的润滑等。

至于传动系统的离合器, 它所传达的摩擦力矩一般应比柴油机标定扭矩 M_{eN} 大1.5—2.5倍。这是离合器储备系数所规定的, 可保证在离合器摩擦盘磨损, 弹簧减弱等情况下将柴油机扭矩可靠地向变速箱传递。

第二节 土壤的物理机械性质

拖拉机的行驶和作业是在土壤上进行的，拖拉机的运动是通过行走装置（包括轮子，履带以及滑船等）在土壤上滚动或移动而实现的。行走装置在各种不同的土壤上滚动或移动并与土壤产生接触的过程中，推进力，支承力，阻力和速度损失等的变化很大。行走装置与土壤力学，土壤参数的关系是拖拉机，农业车辆，越野行驶车辆的一门重要基础理论科学，已越来越为人们所重视。

下面介绍并讨论与拖拉机行走装置有密切关系的土壤物理机械性能和参数：例如土壤组成、容重、湿度、坚实度、土壤与行走装置摩擦系数、土壤抗压能力以及土壤抗剪能力等。

一、土壤组成

土壤粒子组成与土壤的性质有密切关系。这里介绍国际土壤科学协会关于土壤粒子组成的分级系统。这个系统按下列粒子结构对土壤分级：

石块：直径大于20毫米。

砾砂：20毫米至2毫米直径。

粗砂：2毫米至0.2毫米直径。

幼砂：0.2毫米至0.02毫米直径。

粉砂：0.02毫米至0.002毫米直径。

胶体粒子或粘土：直径小于0.002毫米。

由于土壤粒子结构的不同，土壤的性质起了根本的变化。干砂土壤呈摩擦性；而粘土则具粘结性；且随含水量不同而有固态、半固态、塑态或者液态的明显差别，使行走装置性能产生很大差异。

一般土壤由若干种土壤粒子组成。但通过分析，可将土壤主要组成粒子成分的百分率得出，从而确定土壤的主要组成及性质。

二、土壤密度、空隙率和湿度

土壤密度 γ 指单位体积土壤的重量，亦称土壤容重。

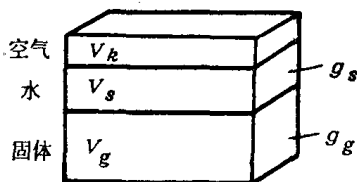


图1-2 土壤单位容积的各种成分

$$V = V_g + V_s + V_k$$

$$g = g_s + g_g$$

由于一般土壤容积 V 包括固体容积 V_g 、水容积 V_s 和空气容积 V_k 三部分容积之和，即 $V = V_g + V_s + V_k$ 而土壤重量则包括固体重量 q_g ，水重量 q_s 。空气重量 q_k 可忽略， $q = q_g + q_s$ 。因此，土壤密度有干密度 $\gamma_{干}$ 和湿密度 $\gamma_{湿}$ 之分，参阅图1-2。

$$\gamma_{干} = \frac{q_g}{V} = \frac{q_g}{V_g + V_s + V_k} \quad (1-4)$$

$$\gamma_{湿} = \frac{q}{V} = \frac{q_g + q_s}{V_g + V_s + V_k} \quad (1-5)$$

一般来说，土壤密度 γ 是指湿密度 $\gamma_{湿}$ 而言。

土壤空隙率 e ，指在一定土壤物质之内空气与水（即空隙）容积 $V_k + V_s$ 与固体粒子容积 V_g 之比，参阅（图1-2）。

$$e = \frac{V_k + V_s}{V_g} \quad (1-6)$$

土壤湿度 \bar{W} 即土壤的含水量，亦即土壤中所含水分的重量 q ，与该土壤固体粒子重量 q_s （即土壤试样烘干时重量）的百分比。

$$\bar{W} = \frac{q_s}{q_g} \cdot 100(\%) \quad (1-7)$$

或：

$$\bar{W} = \frac{q - q_g}{q_g} \cdot 100(\%) \quad (1-7a)$$

以上土壤密度、空隙率和湿度主要指旱地土壤而言。它们对于土壤的机械物理性质有密切关系，对行走装置性能有重要影响。其中，土壤水分含量对土壤性质及对行走装置性能的影响更为显著。

浸水的水田（或表面有水的水田）一般可认为是含水饱和甚至是超饱和以至含水量较大的土壤。这种水田土壤的湿度，必须分层测量，才能较全面地反映各层土壤的实际湿度。

三、土壤与行走装置之间的摩擦系数

行走装置的牵引性能和它们与土壤表面之间的摩擦系数有关。特别是在干硬的旱地土壤和路面上，摩擦力是产生切线牵引力的主要因素之一。

以 P_μ 表示行走装置与土壤之间的滑动摩擦力（公斤），则有：

$$P_\mu = \mu Q \quad (\text{公斤}) \quad (1-8)$$

式中： μ ——行走装置与土壤之间的摩擦系数。

Q ——行走装置所承受的垂直载荷（公斤）。

摩擦系数 μ 与行走装置的材料、类型、土壤的湿度等有关。土壤湿度对摩擦系数 μ 的影响很大，在一定范围内，湿度增加，摩擦系数下降。据试验，行走装置与土壤之间的 μ 值，在正常的土壤条件下不超过 0.25—0.3。

船式拖拉机的滑船在有 5 厘米水深的水田土壤表面滑行时，钢板与水田土壤之间的摩擦系数测定约为 0.09—0.14。

四、土壤坚实度

土壤坚实度亦称土壤贯入阻力，指不同深度土壤对锥体测头的垂直贯入抵抗程度，经常用以衡量土壤强度，是包括土壤剪切，压拉，土壤-金属摩擦等的一个综合性指标。

土壤坚实度可用坚实度计测量。坚实度计具有不同截面积（例如 1、2、3、30 厘米²）的 30° 锥角（或有 22.5° 锥角）的圆锥测头或圆形平板测头，用压力通过弹簧将圆锥测头垂直压进土壤到一定深度。弹簧被压缩并显示压力数值 Q （公斤），如圆锥测头截面积为 A （厘米²），则土壤坚实度 q_i 可用下式表示：

$$q_i = \frac{Q}{A} \quad (\text{公斤/厘米}^2) \quad (1-9)$$

式中： Q ——测头承受的压力（公斤）；

A ——压头截面积（厘米²）。

拖拉机在水田作业前，常需测定水田土壤不同深层的坚实度，以了解水田的泥脚深度（即硬底层深度和坚实度）和判断拖拉机能否在该水田行驶作业。一般水田土壤在表面以下约10—20厘米深处，有坚实度为3—14公斤/厘米²的20—30厘米厚的硬底层（图1-3），是发挥支承和推进作用的土层。

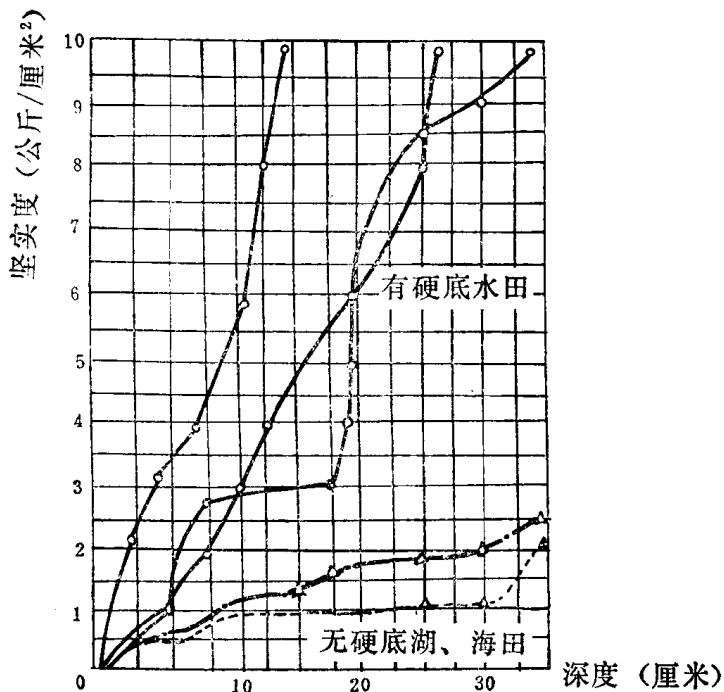


图1-3 有硬底层水田和无硬底层水田的坚实度

一些湖田，江边田，新围垦海田是没有硬底层的，在表面以下很厚的土层中土壤坚实度不超过0.5—2.5公斤/厘米²（图1-3）。目前，只有船式拖拉机才能在这类软质土壤中行驶作业。

五、土壤的承压能力

土壤的承压能力指在重量 Q 作用下，一定面积的压板在土壤下陷的深度（即土壤压缩变形，以 z 表示）与土壤压缩应力 σ ($\sigma = \frac{Q}{A}$) 的关系。（图1-4 a）是 σ 与 z 的关系曲线，纵座标是压缩应力 σ （公斤/厘米²），横座标是压缩变形 z

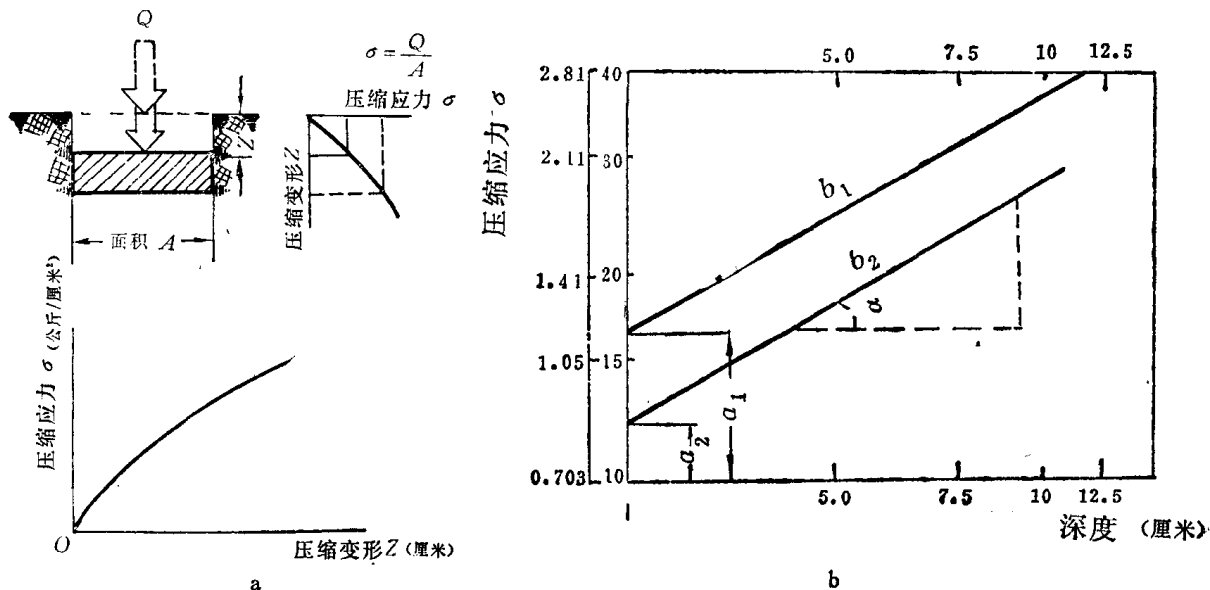


图1-4 土壤抗压性能曲线

（厘米）。这曲线还可用下列经验公式，近似地表示。

$$\sigma = k z^n \tag{1-10}$$

式中： k ——表示土壤承压能力的系数（公斤/厘米²）；

n ——土壤变形指数；

Q ——通过压板施加于土壤的压力或重量（公斤）；

A ——土壤支承面积（厘米²）。

k 和 n 两个经验系数随土壤条件不同而变化，指数 n 一般在0—1之间。当下陷量很小时，可以认为 $n=1$ ，压缩应力和压缩变形呈直线关系。这样，上式变为：

$$\sigma = kz \quad (1-11)$$

此时， k 称为土壤承压系数，当压缩变形较大时， k 值就会随压缩变形的增加而降低，只有压缩变形不大时， k 值才近似不变。可以认为 k 值随不同的土壤性质（粘土、砂土等）和含水量在很大范围内（3—20公斤/厘米³）变化。

一些研究者认为，在拖拉机重量作用下，行走部分在土壤的下陷深度，与土壤承压能力有关，应服从式1-10的变化规律。

贝克（Bekker）为了消除承载面积的大小及形状的影响，将式1-10发展为下列形式：

$$\sigma = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (1-12)$$

式中： b ——为承载面积的短边长度，即履带宽度或轮胎印迹的椭圆短轴（厘米）；

k_c, k_ϕ ——与承载面积大小和形状无关的土壤参数，用 $\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right)$ 代替 k 系数。

为了决定土壤参数 k_c, k_ϕ 和 n 值，要用土壤承压仪器进行三次试验。每次测定时（压板宽 b 与长 l 是定值）将所施加的载荷 Q 和压板的沉陷值 z 给以记录。每次测试将使式1-12得到三个 k_ϕ, k_c, n 未知值，而 b, σ, z 则是已知值；进行三次试验可以得到三个式1-12的联立方程，解这联立方程便可决定 k_c, k_ϕ 和 n 值。

贝克（Bekker）介绍一种图解法来决定 k_ϕ, k_c, n 值，是比较方便的。用对数坐标表示 σ 与 z 的关系，则图1-4 b 的两曲线将变为两平行的直线，如图1-4 b 右方所示。于是 k_c, k_ϕ 和 n 值便可按下列三式求出：

$$k_c = \frac{(a_1 - a_2)b_1 b_2}{(b_2 - b_1)}$$

$$k_\phi = \frac{a_2 b_2 - a_1 b_1}{(b_2 - b_1)}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = n$$

六、土壤的抗剪能力

土壤的抗剪能力可用土壤的剪切变形和剪应力之间的关系表现出来。

如图1-5所示，在具有一定面积 A 的剪切板上加以重量 Q ，用 P 力使剪切板剪切土壤，可以得出土壤没有显著剪切变形前（即允许剪切变形）土壤剪切力 P_τ （公斤）和压板面积 A （厘米）及重量 Q （公斤）的关系，见式1-13。

$$P_\tau = Ac + Q \operatorname{tg} \phi \quad (1-13)$$

式中： c ——土壤粘结系数；

ϕ ——土壤内摩擦角度；

$\operatorname{tg} \phi$ ——土壤内摩擦系数，随土壤湿度而在0.6—2范围内变化。

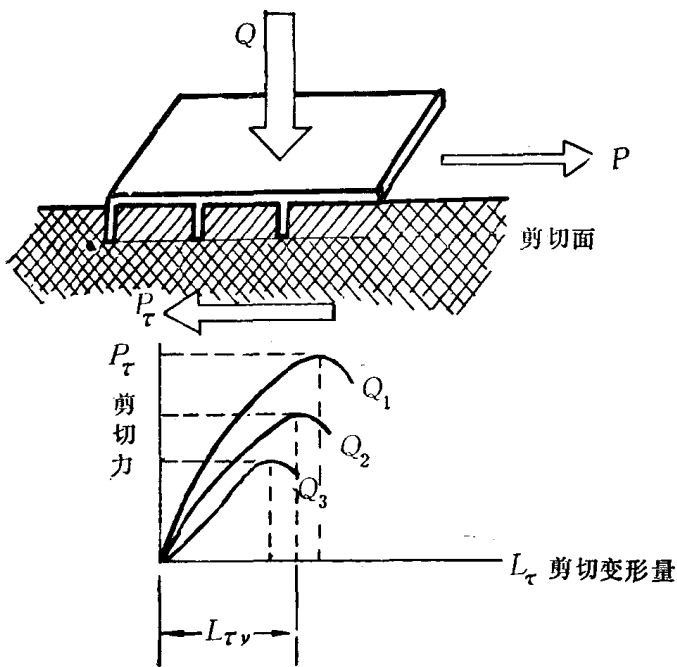


图1-5 土壤剪切能力曲线

$$\tau = c + \sigma \operatorname{tg} \phi$$

$$(1-14)$$

这是土壤剪切应力 τ 与土壤承压能力 σ 的关系式。它们一般呈斜直线关系，如图 1-6 所示，它的斜率由摩擦角 ϕ 决定，斜线始点与原点 O 的距离就是粘结系数 c 值。

一些研究认为：在拖拉机重量和行走装置驱动力矩作用下，行走装置与土壤发生剪切作用，所产生的切线牵引力，滚动阻力与土壤抗剪能力有关，并服从式 1-14 的变化规律。

在粘塑性土壤，行走装置与土壤发生剪切作用，主要服从 $\tau = c$ 式变化规律，与重量部分 $\sigma \operatorname{tg} \phi$ 无关。

在纯摩擦性干砂土壤，行走装置与土壤发生剪切作用，主要服从重量部分 $\tau = \sigma \operatorname{tg} \phi$ 变化规律，与剪切面积无关。

一般土壤是湿粘土和干砂土壤的混合物，因而剪切应力由式 1-14 综合表现，如图 1-6 所示。

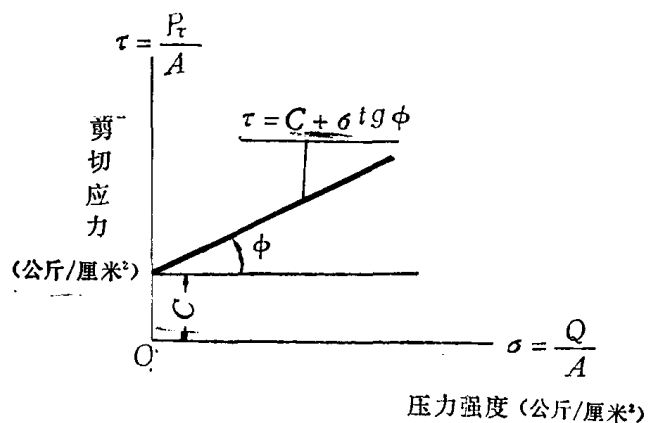


图1-6 土壤剪切应力与压力强度的关系

七、水田土壤的物理机械性能

水田土壤一般指种植水稻田的土壤。水稻在生长过程需要大量水分，要求土壤表面浸水，水层厚度自几厘米至十多厘米。

水稻田由于表面浸水，在水稻多次生长栽培过程中，根系及有机质与土壤结合及其他物理化学作用、沉积作用、季节性的干湿交替过程，土壤自然地形成层次。水稻田在浸水状态下，层次一般可分为：有水层、土浆层、耕作层及硬底层等。其中表面的水层，土浆层呈流

若土壤是湿粘土而呈塑性，据试验，土壤剪切力 P_{τ} 与剪切面积 A 成正比，但与剪切板上的重量无关，即 $P_{\tau} = Ac$ 。

若土壤是摩擦性干砂土壤，据试验，土壤剪切力 P_{τ} 与剪切面积 A 无关，但与重量 Q 成正比，即

$$P_{\tau} = Q \operatorname{tg} \phi$$

大多数土壤是湿粘土和干砂土壤的混合物，因而剪切性能由式 (1-13) 式综合表现。

为了消除剪切板面积 A 的影响，使读数与剪切板面积无关，用剪切板面积 A 除 (1-13) 全式，可得：

$$\frac{P_{\tau}}{A} = \frac{Ac + Q \operatorname{tg} \phi}{A}$$

质液态；耕作层则呈塑性或半塑性，约厚10—20厘米，硬底层则属半弹性半塑性固体。这些分层的水稻土壤的物理机械性能差异很大，呈流质液态的表面水、土浆层和液体接近，除了容重、浮力作用外，与行走机构的摩擦系数、坚实度、承压能力、抗剪能力都极小（可以认为接近零）；塑态半塑态的含水很大并接近饱和的耕作层则按照耕作情况而具有不同的物理机械性能。但总的说来，与行走机构之间的摩擦系数、坚实度、承压能力和抗剪能力都较小。这层土壤一般不易给拖拉机发挥足够的支承和推进作用；半弹性、半塑性的硬底层水田土壤则具有较好的物理机械性能。它的坚实度和承压能力足以支承拖拉机重量，而它的剪切能力足以产生推进拖拉机和克服农具作业的阻力。

水田土壤各层的物理机械性质也和它的含水量有关。土浆层常处于含水超饱和状态，因而呈流质液态；耕作层含水接近饱和，呈塑性；硬底含水量平均约51.3%，呈半塑性或弹性，具有较强的坚实度（一般水田在10—20厘米深处具有3—14公斤/厘米²的承载能力），剪切性能也较大。

水田土壤各层的物理机械性质还与其粒子组成有关，砂土具摩擦性，粘土则具粘结性。含粘粒较多的水田土壤，在含水量达到一定值（约50%），外附力（即土壤与行走机构金属、橡胶之间的粘附力）较大（达28克/厘米²）；内聚力（即土壤之间的互相粘结力）也较大（达127—140克/厘米²）；含砂粒较多的土壤则具有较大的摩擦性，对行走机构的磨损有较大的影响。

总的来说，浸水、湿软、粘滑的水田土壤比旱地土壤的物理机械性质差得多。它一方面给拖拉机的推进及行驶以一定困难，但另一方面它也使水田土壤耕层的耕地阻力有显著的减小（水田耕地比阻只有0.2—0.4公斤/厘米²，远比旱地耕地比阻0.4—0.9公斤/厘米²小），使水耕比旱耕省力，这是一个值得重视的有利条件。

第三节 轮子运动学

轮式拖拉机行驶作业是通过轮子在土壤上滚动实现的。因此，有必要研究轮子的运动，并弄清一些基本概念。

轮子运动学研究滑转率、滚动瞬心、运动轨迹、速度和加速度等对轮子运动的影响，其中主要是研究滑转率影响下的稳定滚动问题。轮子运动状态对功率消耗、推进力、沉陷和阻力有密切关系，因而轮子运动学是轮子动力学的基础。

一、轮子的滚动

1. 纯滚动 刚性轮在刚性平面上滚动时，若轮缘与滚动平面之间的接触点 O' 没有滑动，称为纯滚动。轮子作纯滚动时，轮子轴心 O 向前移动速度 V 等于轮子角速 ω 与轮缘半径 r_0 的乘积， $V = \omega r_0$ ，但轮上任一点的速度的大小和方向是不相同的，从图1-7可见：

在轮缘最高点 A ，合成速度 $V_A = 2V$ ，是轮子移动速度的两倍。

点 B 的合成速度可用 B 点的前移速度和 B 点的圆周速度所组成的速度平行四边形决定，或按下式计算：

$$V_B = \sqrt{V^2 + V^2 + 2V \cdot V \cos \psi} = V \sqrt{2(1 + \cos \psi)} = 2\omega r_0 \cdot \cos \frac{\psi}{2} \quad (1-15)$$

在 ψ 角等于 90° 处的 C 点，合成速度 V_c 可用下式计算：

$$V_c = \omega r_0 \sqrt{2}$$

在 ψ 角等于 180° 的点 O_1 （即接触点 O' ），合成速度等于零，可见 O_1 点就是轮子的滚动瞬心。

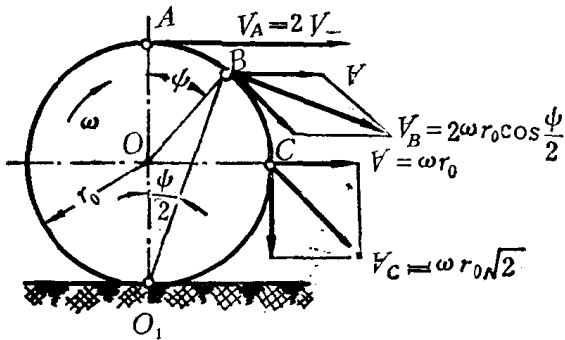


图1-7 轮子滚动时的瞬心和各点合成速度

从图1-7可见，轮上任何一点的合成速度方向永远垂直于该点与瞬心 O_1 的连线；合成速度的大小等于该点至瞬心 O_1 距离乘角速度（例如 $V_B = \omega \cdot 2r_0 \cos \frac{\psi}{2} = \omega \cdot \overline{BO_1}$ ， $V_c = \omega \cdot \overline{CO_1}$ 、 $V_A = \omega \cdot \overline{AO_1} = \omega \cdot 2r_0 = 2V_0$ ），即合成速度的大小与该点至瞬心 O_1 的距离成正比。

2. 滑转滚动 若轮子滚动时，接触点 O' 向后移动且移动速度为 $-V_\delta$ ，称为滑转滚动。滑转滚动时，轮子向前移动（以轮轴移动代表）的速度下降为 $V = V_T - V_\delta = \omega(r_0 - \Delta r)$ ；接触点 O' 的速度小于零，滚动瞬心 O_1 上移（即 O' 不是瞬心， O_1 在 O' 之上），滚动半径 $OO_1 = r_0 - \Delta r$ ，见图1-8A。

3. 滑移滚动 轮子滚动时，若接触点 O' 向前移动且移动速度为 $+V_\delta$ ，称为滑移滚动。滑移滚动时，轮子向前移动的速度增大为 $V = V_T + V_\delta = \omega(r_0 + \Delta r)$ ，接触点 O' 的速度大于零，滚动瞬心 O_1 下移，滚动半径 $OO_1 = r_0 + \Delta r$ ，见图1-8C。

轮子的三种滚动性质如图1-8所示，其中（图1-8B）是纯滚动时的情况，可作比较。

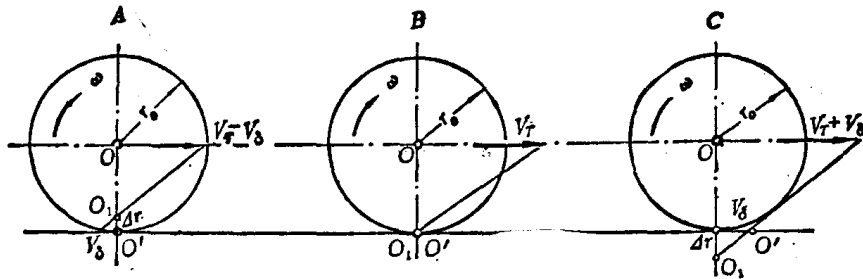


图1-8 轮子的三种滚动性质

轮子几何中心 O 到滚动瞬心 O_1 的距离 $OO_1 = r$ ， r 称为滚动半径。显然随着滚动情况的不同， r 在 O 到 ∞ 之间变化，纯滚动时 $r = r_0$ ；滑转时 $r < r_0$ ；完全滑转时 O_1 移至 O ， $r = 0$ ；滑移时 $r > r_0$ ；完全滑移时 O_1 移至无限远处 $r = \infty$ 。

轮式拖拉机行驶作业过程中，由于轮子与土壤都不是绝对刚体而是可以变形的，因而纯滚动情况难以出现。在驱动力矩作用下的驱动轮不可避免地产生滑转滚动；在推力和驱动力矩共同作用下的驱动轮（如四轮驱动拖拉机的落后驱动轮）既可能产生滑转滑动，也可能产生滑移滚动。

注意上述三种滚动情况是为了比较四轮驱动拖拉机的“超前”、“落后”驱动轮所作的

分析, 角速度 ω 保持一定而不变。

二、轮子的滚动轨迹、速度和加速度

实际上轮子滚动一般都以滑转滚动或滑移滚动的情况出现, 纯滚动的情况是难以出现的。

要决定滑转滚动或滑移滚动轮子的轨迹、速度和加速度, 首先应决定它的滚动半径 r , 即滚动瞬心至几何中心的距离 OO_1 。

测量轮子滚动时所走过的路程 S 和转数 n , 便可以计算出滚动半径 r 值:

$$S = 2\pi rn$$

$$r = \frac{S}{2\pi n} \quad (1-16)$$

r 值也可由滑转率或滑移率值求出。

确定了 r 值之后, 只要知道轮上某一点的极坐标 (r_1, ψ) , 便可决定该点的轨迹方程。见图1-9。

$$\left. \begin{aligned} x &= r\psi - r_1 \sin\psi \\ y &= r - r_1 \cos\psi \end{aligned} \right\} \quad (1-17)$$

式中: r ——滚动半径;

ψ ——轮子转过角度;

r_1 ——轮上一点至轮子几何中心的距离。

式1-17的数学性质属于余摆线式。

欲求轮上某一点的速度, 可将式1-17对时间微分, 即可得到平行或垂直于滚动表面的速度, 取

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} = \text{常数}$$

$$\left. \begin{aligned} V_x &= \frac{dx}{dt} = r\omega - r_1\omega \cos\psi \\ V_y &= \frac{dy}{dt} = r_1\omega \sin\psi \end{aligned} \right\} \quad (1-18)$$

从式1-18可见, 轮上某一点的水平速度 V_x 受滚动半径 r 的影响, 并随转角 ψ 的变化而按下面规律变化: 当 $\psi = 0$ 时, V_x 为最小, 等于 $(r - r_1)\omega$; 当 $\psi = 180^\circ$ 时, V_x 为最大, 等于 $(r + r_1)\omega$ 。

同样, 从式1-18可见, 轮上某一点的垂直方向速度 V_y 与滚动半径 r 无关, 仅随转角 ψ 变化。当 $\psi = 0$ 时, $V_y = 0$; 当 $\psi = 90^\circ$ 时, V_y 为最大, 等于 $r_1\omega$; 当 $\psi = 180^\circ$ 时, V_y 又减为零。

欲求轮上某一点的平行或垂直于表面的加速度, 可将式1-18进一步对时间微分:

$$\left. \begin{aligned} i_x &= \frac{d^2x}{dt^2} = r_1\omega^2 \sin\psi \\ i_y &= \frac{d^2y}{dt^2} = r_1\omega^2 \cos\psi \end{aligned} \right\} \quad (1-19)$$

由式1-19可见, 轮上某一点的水平, 垂直加速度与滚动半径无关。

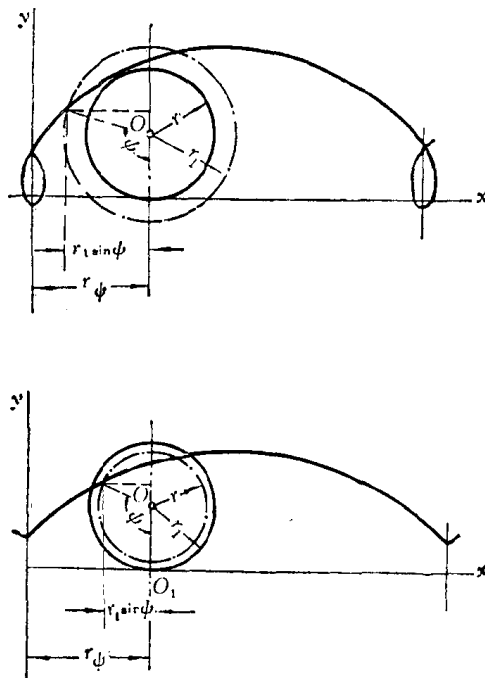


图1-9 轮子滚动时轮上一点轨迹