

高等学校试用教材

工程机械底盘设计

同济大学 张光裕 主编
吉林工业大学 许纯新

GAO DENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

前 言

本书是根据1983年9月在长春召开的全国高等工业学校工程机械类专业教材编审委员会第一次会议确定的计划和1984年3月在上海召开的《工程机械底盘设计》教材编写大纲讨论会制定的大纲编写的。

在教材内容选择和安排方面，总结了几年来《工程机械底盘设计》课程的教学经验，注意了和其它课程的衔接，着重介绍工程机械底盘各主要部件的基本设计理论及介绍近年来发展起来的新的设计计算方法。

本书由同济大学张光裕、吉林工业大学许纯新主编，天津工程机械研究所燕棠主审。参加编写的有诸文农（第一、五、十章），钱秋荪（第十一、十二、十三章），许纯新（第三、四、九章），张光裕（第二、六、七、八章）。参加审稿会议的有天津工程机械研究所陈之立、太原重型机械学院陈守礼、哈尔滨建筑工程学院王琦石、石家庄铁道学院王道同、北京建筑工程学院白旭明。

本书是高等学校起重运输和工程机械专业教材，也可作为其它有关专业的教学参考书，并可供有关工程技术人员参考。

限于编者水平，书中难免有不妥之处，敬请读者批评指正。

编者 1987.12

目 录

前言	
概述	1
第一章 行驶理论基础	2
第一节 工程机械的行驶原理	2
第二节 行驶阻力	10
第三节 传动功率损失与行驶功率损失	15
第四节 附着性能	18
第五节 牵引性能	23
第六节 动力性能	29
第二章 传动系设计概述	31
第一节 传动系的类型和组成	31
第二节 传动系总传动比和各传动部件传动比的确定	34
第三节 传动系的载荷	38
第三章 液力变矩器	46
第一节 液力变矩器的结构和工作原理	46
第二节 液力变矩器的特性	54
第三节 液力变矩器的类型和应用	58
第四节 液力变矩器与柴油机的共同工作特性	64
第五节 液力机械变矩器	75
第六节 液力变矩器的试验	79
第四章 主离合器	83
第一节 主离合器的设计要求和选型	83
第二节 主离合器主要参数的确定	85
第三节 主离合器接合过程分析及滑磨功与热容量计算	88
第四节 主离合器的结构设计和主要零件设计	94
第五节 压紧机构设计	97
第六节 操纵机构设计	103
第五章 机械式变速箱	107
第一节 变速箱的设计步骤和结构方案	107
第二节 变速箱主要参数的确定	115
第三节 选配齿轮	118
第四节 主要零件设计	120
第五节 换档操纵机构设计	126
第六章 定轴式动力换档变速箱	130
第一节 传动简图设计	130
第二节 换档离合器设计	135
第七章 行星齿轮式变速箱	145
第一节 行星齿轮式变速箱运动学动力学分析	145
第二节 行星齿轮式变速箱传动简图设计	158
第三节 齿轮传动设计	167
第四节 制动器和离合器设计	170
第五节 行星齿轮式变速箱结构分析	172
第六节 动力换档变速箱的液压操纵系统	176
第八章 万向节传动与轮式驱动桥	196
第一节 万向节传动装置	196
第二节 主传动器与差速器	203
第三节 半轴与轮边传动	229
第四节 多桥驱动功率循环	231
第九章 履带驱动桥	234
第一节 履带式工程机械转向原理	234
第二节 驱动桥布置方案和最终传动方案选择	239
第三节 转向离合器设计计算	247
第四节 转向制动器设计计算	243
第五节 转向离合器和制动器的操纵机构设计	247
第十章 履带式底盘行走系	253
第一节 履带式底盘行走系的尺寸参数和结构布置	253
第二节 悬架设计	255
第三节 履带张紧装置设计	263
第四节 驱动链轮齿形设计	266
第五节 台车架与支重轮设计	267
第六节 履带设计	272
第十一章 轮式底盘行走系	277
第一节 轮式底盘通过性的几何参数	27
第二节 车架和车桥的强度计算	2
第三节 工程机械轮胎选择	

IV

第四节	工程机械轮辋的选择	282	第五节	动力转向系统的设计	304
第十二章	轮式底盘转向系	284	第十三章	轮式底盘制动系	313
第一节	转向方式的分析和选择	284	第一节	制动性能及制动过程分析	313
第二节	转向过程分析	287	第二节	制动器设计	322
第三节	偏转车轮转向系设计	291	第三节	制动驱动系统设计	331
第四节	铰接底盘转向系设计	298	参考文献	336

概 述

自行式工程机械由发动机、底盘和工作装置三部分组成。发动机——提供动力；工作装置——进行作业；底盘——作为整个机械的支承并使机械能按所需的速度和方向行驶。

对于某些类型的工程机械，例如铲土运输机械，在行驶过程中还要利用牵引力来进行作业。底盘的性能对整机的技术性能具有决定性的影响。即使主要作业不是在行驶中进行的（如单斗液压挖掘机、汽车式起重机等）工程机械，底盘的性能也对整机的技术性能有很大的影响。因此，工程机械底盘设计是自行式工程机械设计中的一个主要组成部分。

工程机械从研制到投产，通常要经过调查研究、制定设计任务书、方案设计、技术设计、施工设计、试制与试验等阶段。

方案设计主要包括：总体布置、确定整机及主要部件的技术参数和选型。

技术设计主要是在方案设计的基础上，根据方案设计中对各部件的相互位置、外形尺寸及技术性能等要求，进行部件设计。然后，根据部件设计的要求再进行零件的施工设计。

与其它机械相比，自行式工程机械的作业环境和作业工况变化很大，尤其是底盘部分更为突出。因此，底盘设计是一项重要而复杂的工作。

自行式工程机械底盘由传动系统、行走系统、转向系统和制动系统组成。根据行走机构的类型，一般分为轮式和履带式两种。本书介绍自行式工程机械底盘中主要部件的设计理论和方法。

第一章 行驶理论基础

第一节 工程机械的行驶原理

无论是轮式或履带式工程机械，都是利用发动机的动力，经传动系传到车轮或履带以后，借助于地面的反作用力所产生的驱动力 P_K 行驶的（图 1-1）。产生驱动力的车轮或链轮称为驱动轮或驱动链轮，其作用的转矩，称为驱动转矩 M_K 。

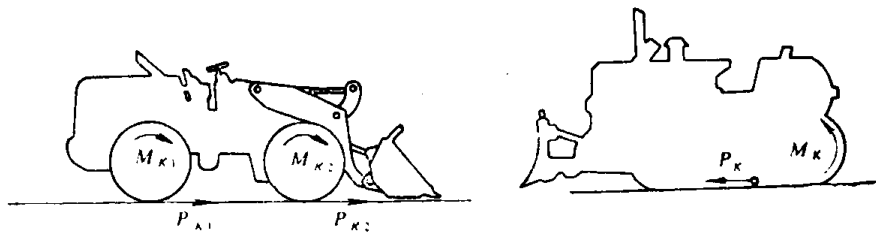


图1-1 作用于轮式和履带式工程机械上的驱动转矩和驱动力

驱动力 P_K 用来克服工程机械的行驶阻力与提供进行作业的牵引力 P_{KP} 。行驶阻力主要是指滚动阻力 P_f 和空气阻力 P_w ；在上坡的时候，还需克服由工程机械自重产生的坡道阻力 P_i ；如果工程机械加速行驶，还需克服惯性力 P_j 。

一、轮式工程机械的行驶原理

图 1-2 是轮式装载机在水平地段上作等速直线行驶时的原理简图，装载机的重量和地面作用在车轮上的垂直反力等都略去未画。

对装载机整体来说，驱动转矩 M_K 是内力矩，假定后桥脱开，这时仅前轮驱动，后轮为从动轮。另外，还假定忽略不计空气阻力。

在驱动转矩作用下，驱动轮在其与土壤接触之处有向后滑动的趋势，在接触面的各个微小部分上产生了土壤反作用力。这些反作用力的水平分力合力即为驱动力 P_K ，其方向与装载机的行驶方向相同。

驱动力 P_K 可按式计算：

$$P_K = \frac{M_K}{r_d} = \eta_{\Sigma} \frac{M_e i_{\Sigma}}{r_d} \quad (1-1)$$

式中 r_d ——驱动轮的动力半径；

η_{Σ} ——传动系统效率，对机械传动即机械效率 η_m ；对液力传动，还应计入变矩器效率 η ，即 $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta$ ；

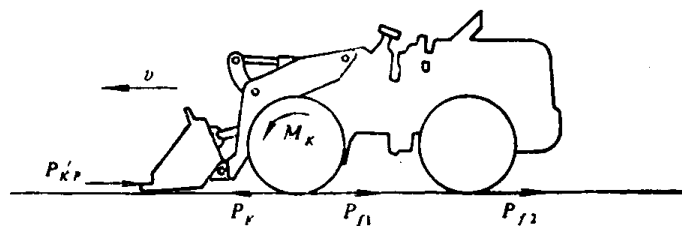


图1-2 轮式装载机的行驶原理图

M_e ——发动机转矩;

i_z ——传动系总传动比。

当驱动力 P_K 足以克服作用在装载机前后轮上的滚动阻力 P_{f1} 和 P_{f2} , 以及作用在铲斗斗刃上的牵引阻力 P'_{KP} (设由刮削地面引起) 时, 装载机就能正常行驶。但是, 驱动力 P_K 并不能任意随发动机转矩 M_e 的增加或总传动比 i_z 的增大而增加, 它受到轮胎与土壤间的附着力 P_ϕ 的限制。也就是说, 要使装载机能保持正常行驶, 其必要和充分的条件是:

$$P_\phi \geq P_K \geq P'_{KP} + (P_{f1} + P_{f2}) = P'_{KP} + P_f \quad (1-2)$$

式中 $P_f = P_{f1} + P_{f2}$, 称为装载机的滚动阻力。

为了提高装载机的作业效率, 应力图提高附着力 P_ϕ 和减小滚动阻力 P_f , 而附着力和滚动阻力的大小, 与行走机构的型式和土壤的物理机械性质有关。

二、履带式工程机械的行驶原理

履带式工程机械是靠履带卷绕时, 地面对履带接地段产生的反作用力推动机械向前行驶的 (图 1-3)。行驶时, 在驱动转矩 M_K 作用下, 履带的驱动段内产生拉力 T , T 的大小等于驱动转矩 M_K 与驱动链轮节圆半径 r_K 之比, 即

$T = \frac{M_K}{r_K}$ 。对整机来说, 拉力 T 是内力, 它力图把接地段履带从支重轮下拉出, 致使土壤在接地段的履带板上产生水平反作用力。这些反作用力的合力即为履带式工程机械的驱动力 P_K , 其方向与机械的行驶方向相同。

由于动力从驱动链轮经履带驱动段传到接地段时, 随着履带的卷绕, 在履带销孔中产生摩擦损失, 因此要损失一部分动力, 设这部分动力损失用履带驱动段效率 η_d (见公式 1-21) 表示, 则履带式工程机械的驱动力 P_K 可表示为:

$$P_K = \eta_d T = \eta_d \eta_v \frac{M_e i_z}{r_K} \quad (1-3)$$

履带式工程机械的驱动力 P_K 的值, 同样受限于地面的附着条件, 当驱动力增大到路面的土质被破坏时, 履带将在地面滑转。

三、行走机构的运动学

为了研究行走功率损失和附着性能, 必须分析行走机构的运动学和动力学。

(一) 车轮运动学

根据产生运动的力学原因的不同, 车轮可分为从动轮和驱动轮。从动轮的运动是在作用于轮轴上的水平推力的作用下产生的; 驱动轮的运动是在驱动转矩的作用下产生的。

1. 车轮的三种滚动情况

根据车轮受载后是否变形, 车轮可分为刚性轮和弹性轮两种。为了便于讨论, 现以刚性轮为例, 如图 1-4 所示, 车轮以角速度 ω 转动, 并假设与地面相切于 O_1 点, 这时可能有三种滚动情况:

(1) 纯滚动 (图 1-4 b)。车轮相对于路面没有滑动, 这时 O_1 点的速度为零, 车轮的直线运动速度 $v_1 = \overline{OO_1} \omega$ 。因此, O_1 点为瞬时转动中心。

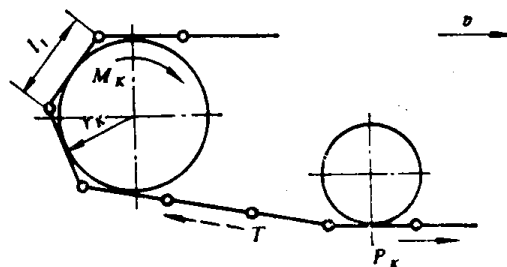


图1-3 履带式工程机械行驶原理图

(2) 滚动时带有滑移 (图 1-4 c)。这时 O_1 点的速度不为零, 而是有着向前滑移的速度 v_s , 所以车轮直线运动的速度 $v = v_1 + v_s = \overline{OO_1} \omega + v_s$, 此时瞬心移向 O_1 点的下方为 O_1' 点, 相当于一个半径为 $\overline{OO_1'}$ 的较大的车轮作纯滚动。

(3) 滚动时带有滑转 (图 1-4 a)。这时 O_1 点的速度也不为零, 而是有着向后的滑移速度 v_s , 所以车轮直线运动的速度为 $v' = v_1 - v_s = \overline{OO_1'} \omega - v_s$, 此时瞬心移向 O_1 点的上方为 O_1'' 点, 相当于一个半径为 $\overline{OO_1''}$ 的较小的车轮作纯滚动。

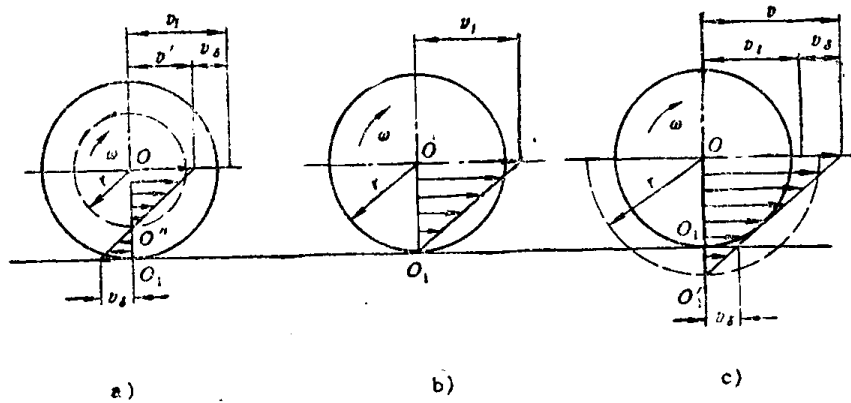


图1-4 车轮的三种滚动情况

a) 带有滑转时 b) 纯滚动时 c) 带有滑移时

车轮几何中心 O 到瞬心的距离称为车轮的滚动半径 r , 根据车轮滚动时是否伴有滑移或滑转, r 可以大于或小于 $\overline{OO_1}$ 。

弹性轮滚动时, 同样可以认为具有纯滚动、带有滑移、带有滑转三种情况。通常驱动轮有滑转, 从动轮可能产生滑移。

2. 行驶速度和滑转率

当驱动轮无滑转地滚动时, 它的几何中心的速度即为工程机械的理论行驶速度 v_T , 可用下式表示:

$$v_T = r_d \omega_K \quad (1-4)$$

式中 r_d ——驱动轮的动力半径, 为轮心到驱动力 P_K 之间的垂直距离;

ω_K ——驱动轮的旋转角速度。

当驱动轮有滑转时, 其几何中心平移的速度称为工程机械的实际行驶速度 v , 可表达为:

$$v = r \omega_K \quad (1-5)$$

式中 r ——驱动轮的滚动半径, 可由试验得出。

设工程机械行走过的路程为 S , 此时驱动轮转过的转数为 n_K , 则驱动轮的滚动半径 r 可表示为:

$$r = \frac{S}{2\pi n_K} \quad (1-6)$$

当用试验实际测定滚动半径时, 应以左、右驱动轮的平均转数 n_K' 代替 n_K 。

驱动轮的滑转程度用滑转率 δ 表示。驱动轮理论速度与实际速度之差, 对理论速度的比值, 称为滑转率 δ :

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = \frac{r_d \omega_K - r \omega_K}{r_d \omega_K} = 1 - \frac{r}{r_d} \quad (1-7)$$

滑转率表示因滑转而损失速度的百分率, 它的大小与路面土质、轮胎结构、作用在轮胎上的垂直载荷以及驱动转矩的大小等有关。对一定土质与机种的工程机械, 其滑转率可以用

试验方法测定，并绘成随牵引力 P_{KP} 变化的一定曲线（图 1-5）。轮式工程机械，在一般的行驶条件下， δ 的值不应超过 3~5%，作业中允许的最佳滑转率 δ_0 不超过 30%。

已知滑转率 δ ，可用下式计算工程机械的实际行驶速度 v ：

$$v = (1 - \delta)v_T \quad (1-8)$$

（二）履带行走机构运动学

履带由若干块具有一定长度的履带板组成，它的运动学比较复杂，为了简化分析，特作如下假设：

- （1）履带是一条挠性带，且长度不变；
- （2）履带相对于驱动链轮、张紧轮和支重轮都没有滑动。

当履带式工程机械在水平地段上作等速直线运动时，若接地履带板在土壤上无滑动时，则履带式工程机械的运动速度，称为理论速度。

行驶时，履带上任一点的运动可分解为相对运动和牵连运动。

在相对运动中，假定驱动轮、张紧轮和支重轮的几何轴线是静止的，而履带则绕着这些轮子作卷绕运动。履带上任一点的相对运动速度 v_x 的大小（图 1-6）可用下式表示：

$$v_x = r_K \omega_K = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 \quad (1-9)$$

式中 ω_K 、 ω_1 、 ω_2 ——分别为驱动链轮、张紧轮和支重轮的角速度；

r_K 、 r_1 、 r_2 ——分别为驱动链轮的节圆半径、张紧轮、支重轮的滚动半径。

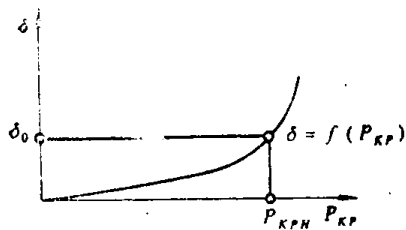


图1-5 滑转率随牵引力变化的关系曲线

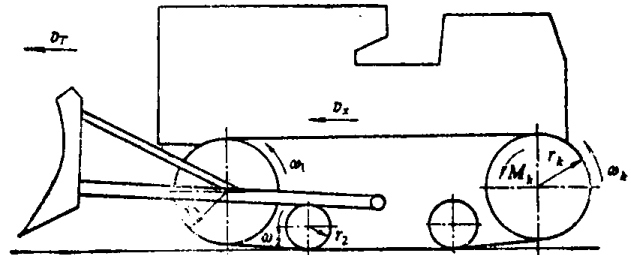


图1-6 履带行走机构运动学简图

在履带的牵连运动中，履带上任一点都产生与机械行驶表面平行的平移运动。当机械无滑转地运动时，履带上任一点的牵连运动与该点的相对运动速度大小相等。由于履带式工程机械的速度等于牵连运动速度，因此，理论行驶速度 v_T 可用下式表示：

$$v_T = \omega_K r_K \quad (1-10)$$

从公式（1-10）看，若驱动链轮的角速度 ω_K 不变，则履带式工程机械的理论速度是不变的，但实际上由于履带不是一条挠性带，而是由若干块具有一定长度的履带板组成的，故理论行驶速度有周期性的变化，所以用公式（1-10）计算得到的理论速度，可看作是这一周期的平均理论速度，这是与公式（1-4）所表达的轮式工程机械的理论行驶速度含义不同的地方。

驱动链轮的节圆半径 r_K ，也称动力半径，可以用下式求出：

$$r_K = \frac{Z_K l_1}{2\pi} \quad (1-11)$$

式中 Z_K ——围绕驱动链轮一周的履带板数目，对非间齿啮合，即驱动链轮的齿数，对间齿啮合，则为驱动链轮齿数之半；

l_1 ——履带板节距，即每块履带板两端销孔中心线间的距离（图 1-3）。

从上式可知，履带式工程机械驱动链轮的动力半径 r_k 与轮式工程机械的定义不同，且在实际使用过程中，由于履带销子和销孔的磨损， l_1 就会相应增大，因此 r_k 也会相应变大。

由公式 (1-11) 可以假想，当履带式工程机械在没有滑转的情况下运动时，驱动链轮是以动力半径 r_k 所作的圆在路面上作纯滚动。

实际上履带式工程机械运动时，常伴有履带支承段相对于土地的滑动，即滑转。此时，机械的运动速度称为实际行驶速度 v 。当履带滑转时，履带上任一点的牵连运动速度小于它的相对运动速度，因为履带支承段向着与机械前进相反的方向滑动了。

履带式工程机械的实际速度 v 可用下式表示：

$$v = \omega_k r \quad (1-12)$$

式中 r —— 驱动链轮的滚动半径。

驱动链轮的滚动半径是一个假想圆的半径，此假想圆沿着机械的行驶表面无滑转地滚动。滚动半径 r 的值随履带滑转程度的增加而减小。

履带的滑转程度也可以用滑转率 δ 来表示：

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_r} = 1 - \frac{r}{r_k} \quad (1-13)$$

履带式工程机械的滑转率 δ ，在一般的行驶条件下，不应超过 $\delta = 3\%$ ，空车行驶可看作无滑转，作业中允许的最大滑转率 δ_0 不超过 15%。

四、行走机构的动力学

(一) 车轮动力学

1. 从动轮动力学

当从动轮胎在土壤上滚动时，在垂直载荷作用下，轮胎和土壤都有变形，因此轮胎与土壤的接触部分是一个面，该接触面称为轮胎的支承面（图 1-7）。支承面由两部分组成：以通过轮胎几何中心的直线 OO_1 为界，前方部分的支承面近似于圆柱面，如 O_1A 所示，后方部分的面近似于水平面。

当从动轮在水平推力作用下作等速直线运动时，在从动轮胎上作用有以下一些力：

Q_n —— 机体通过从动轮轴作用在从动轮上的垂直载荷与从动轮自重之和；

F_n —— 机体通过从动轮轴作用给从动轮的水平推力；

R_1 —— 作用在轮胎支承面的圆柱面部分上的土壤全部反作用力的合力，其作用线通过上述圆柱面的中心 O' ；

R_2 —— 作用在轮胎支承面的水平面部分上的土壤全部反作用力的合力，其方向垂直向上。

R_1 和 R_2 的向量和可以用 R_n 来代表。 R_n 是土壤作用给轮胎全部反作用力的合力，其作用点在轮胎支承面的圆柱部分的某一点上。根据 Q_n 、 F_n 和 R_n 三力平衡的条件， R_n 的作用线应通过从动轮胎的几何中心 O 。

为了以后分析方便，将上述合力 R_n 分解成垂直分力 Y_n 和水平分力 P_{fn} 。垂直分力 Y_n

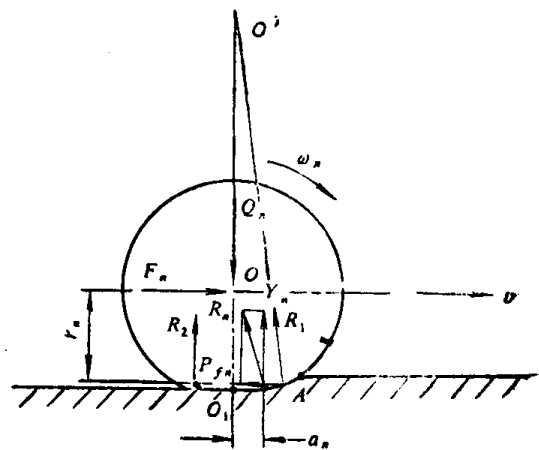


图 1-7 从动轮受力简图

的方向垂直向上，水平分力 P_{fn} 的方向则与从动轮的运动方向相反。力 P_{fn} 今后就叫做从动轮的滚动阻力。

根据图 1-7 可写出下列力的平衡方程：

$$F_n = P_{fn}$$

$$Q_n = Y_n$$

诸力对车轮中心 O 的力矩平衡方程为：

$$P_{fn}r_n = Y_n a_n$$

式中 r_n ——从从动轮的滚动阻力 P_{fn} 的作用线到车轮几何中心之间的垂直距离，称为从动轮的力半径；

a_n ——从力 Y_n 的作用线到通过车轮几何中心的垂直平面 OO_1 之间的距离。

力矩 $Y_n a_n$ 称为从动轮的滚动阻转矩，并用符号 M_{fn} 来表示，因此上式可改写为：

$$M_{fn} = P_{fn}r_n \quad (1-14)$$

当从动轮在水平地段上等速滚动时，其滚动阻力 P_{fn} 与作用在从动轮上的垂直载荷 Q_n 之比，称为从动轮的滚动阻力系数，并用符号 f_n 表示。根据这一定义可得：

$$f_n = \frac{P_{fn}}{Q_n} = \frac{M_{fn}}{r_n Y_n} = \frac{a_n}{r_n} \quad (1-15)$$

即从动轮的滚动阻力系数 f_n ，等于其垂直反力 Y_n 的间距 a_n 与力半径 r_n 之比。

从动轮的滚动阻力系数 f_n 随土壤种类和状态、轮胎气压、尺寸、结构材料以及作用在轮胎上的垂直载荷而变化。

2. 驱动轮动力学

驱动轮胎在土壤上滚动时，其轮胎支承面形状与从动轮胎相似。

驱动轮是在驱动转矩 M_k 作用下运动的。当驱动轮在水平地段上作直线等速运动时，作用有以下一些力和力矩（图 1-8）：

Q_k ——机械作用在驱动轮上的垂直载荷与驱动轮自重之和；

F_k ——机械作用给驱动轮的反作用力；

R_k ——当驱动轮滚动时，土壤在轮胎支承面上的全部径向反作用力的合力，其分析方法与从动轮相似，此力的作用点在轮胎支承面的圆柱部分的某一点上，离 O_1 点的距离为 a_k ，而其方向可近似认为通过驱动轮的几何中心 O ；

M_k ——驱动转矩；

P_k ——驱动力，它是在驱动转矩作用下，土壤在轮胎支承面上所产生的与机械运动方向相同的土壤全部反作用力的合力。 P_k 的作用线可近似地认为和驱动轮的滚动阻力 P_{fk} 在同一根线上。从 P_k 的作用线到驱动轮几何中心之距离 r_d ，称为驱动轮的力半径。

将图 1-8 的 R_k 力分解为垂直分力 Y_k 和水平分力 P_{fk} ， Y_k 垂直向上，为地面对驱动轮的垂直反力， P_{fk} 与驱动轮的运动方向相反，

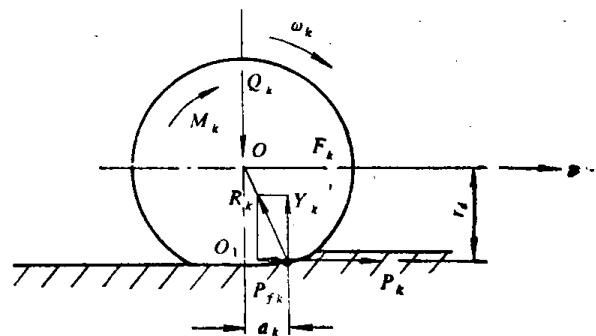


图1-8 驱动轮受力简图

称为驱动轮的滚动阻力。

由于 R_K 通过轮胎几何中心 O ，所以根据图 1-8 可写出力和转矩平衡方程为：

$$\begin{aligned} Q_K &= Y_K \\ P_K &= P_{fK} + F_K \\ P_{fK} r_d &= Y_K a_K = M_{fK} \end{aligned}$$

力矩 M_{fK} 称为驱动轮的滚动阻转矩。与从动轮相似，驱动轮的滚动阻力 P_{fK} 与作用在驱动轮上的垂直载荷 Q_K 之比，称为驱动轮的滚动阻力系数，并用符号 f_K 来表示：

$$f_K = \frac{P_{fK}}{Q_K} = \frac{M_{fK}}{r_d Y_K} = \frac{a_K}{r_d} \quad (1-16)$$

即驱动轮的滚动阻力系数 f_K ，等于其垂直反力 Y_K 的间距 a_K 与动力半径 r_d 之比。

f_K 的影响因素与从动轮相同。

(二) 履带行走机构动力学

1. 履带行走机构内的摩擦

履带式工程机械行驶时，履带行走机构中要损耗一部分功率，功率损耗的原因主要是：

(1) 履带板相对转动时，履带销与销孔间产生摩擦；另外支重轮沿履带支承段滚动时产生滚动阻力，这些都会造成功率损失；

(2) 履带板与驱动链轮啮合时的啮合损失；

(3) 履带板因冲击、振动等原因所造成的功率损失。

上述第 2、3 种原因所造成的功率损失难以估算，下面着重讨论第一种原因造成的损失。

当履带式工程机械静止时，为使履带有一定的预张紧度，在履带各区段都作用着预张紧拉力 T_0 。(图 1-9)；机械行驶时，在驱动转矩 M_K 作用下，履带驱动段又增加了一个拉力 T ， $T = \frac{M_K}{r_K}$ 。这样履带驱动段所受的总拉力就等于 $(T_0 + T)$ 。

由图 1-9 可看出，当履带式工程机械在水平地段上作等速直线运动时，在履带行走机构中，每当铰链通过 1、2、3、…、8 各位置时，铰链上两块履带板由于相对转动而产生摩擦，为了便于分析，可将此摩擦力矩分为两组：

第一组摩擦——履带驱动

段上的铰链通过 1、2、3 各点位置时，由于拉力 T 所产生的摩擦；

第二组摩擦——在履带各区段上，各铰链在通过 1、2、…、8 等点位置时，由于预张紧拉力 T_0 所产生的摩擦，也包括支重轮在履带支承段上滚动时的阻力。

区分第一组和第二组摩擦的原因是：第一组摩擦是在产生驱动力之前产生的，在计算驱动力时，必须减去这部分损失；而第二组摩擦是在机械行驶时产生的，它是履带式工程机械滚动阻力的一个部分。

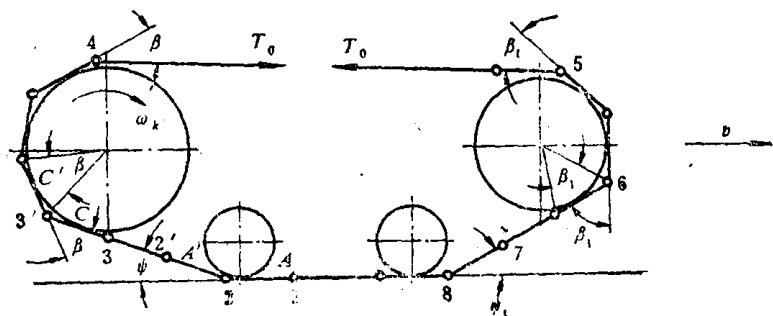


图1-9 履带行走机构简图

2. 第一组摩擦和履带驱动段的效率

当驱动链轮卷绕一块履带板时, 履带板 A 移至 A' 位置, 铰链 1 移至 2 位置, 履带板 A 绕铰链 1 转动了 ψ 角; 同时, 铰链 2 移至 $2'$ 位置, 履带板 A' 也绕铰链 2 转动了 ψ 角; 这时履带板 C 移至 C' 位置, 铰链 3 移至 $3'$ 位置, 履带板 C 绕铰链 3 也转动了 β 角。所以驱动段总转角为 $(\beta + 2\psi)$ 。

因此, 每有一块履带板被卷上驱动链轮时, 在铰链 1、2、3 处就产生转动摩擦, 此摩擦所消耗的功 W_T 可用下式表示:

$$W_T = \mu T r_0 (\beta + 2\psi)$$

式中 W_T ——每一块履带板卷上驱动链轮时因拉力 T 所消耗的摩擦功;

μ ——履带销与销孔接触表面的摩擦系数;

r_0 ——履带销半径。

当驱动链轮转一转时, 就有 Z_K 块履带板被卷上驱动链轮, 此时摩擦功 W_T' 就要增大 Z_K 倍:

$$W_T' = \mu T r_0 (\beta + 2\psi) Z_K \quad (1-17)$$

当驱动链轮转一转时, 第一组摩擦的摩擦功还可以用下式表示:

$$W_T' = 2\pi M_{f1} \quad (1-18)$$

式中 M_{f1} ——换算到驱动轮上的第一组摩擦转矩。

由式 (1-17) 和式 (1-18) 可得摩擦转矩 M_{f1} 为:

$$M_{f1} = \frac{\mu T r_0 (\beta + 2\psi) Z_K}{2\pi} \quad (1-19)$$

履带驱动段由于第一组摩擦所引起的功率损失, 可用履带驱动段的效率 η_s 来衡量:

$$\eta_s = \frac{M_K \omega_K - M_{f1} \omega_K}{M_K \omega_K} = 1 - \frac{M_{f1}}{M_K} \quad (1-20)$$

因为 $M_K = T r_K$, $r_K = \frac{Z_K l_t}{2\pi}$

代入公式 (1-20) 可得:

$$\eta_s = 1 - \frac{\mu r_0 (\beta + 2\psi)}{l_t} \quad (1-21)$$

公式 (1-21) 表明, η_s 与转角 β 、 ψ 及 μ 、 r_0 和 l_t 等参数有关, 实际上还与啮合损失和冲击损失等有关。一般 $\eta_s = 0.95 \sim 0.96$ 。

履带式工程机械, 由于驱动段有摩擦损失, 因此, 实际上履带支承面上产生的驱动力 P_K 要比张力 T 小 ($T = \frac{M_K}{r_K}$), P_K 可表示为:

$$P_K = \frac{M_K - M_{f1}}{r_K} = \frac{M_K}{r_K} \left(1 - \frac{M_{f1}}{M_K} \right) = \eta_s \frac{M_K}{r_K} \quad (1-22)$$

3. 第二组摩擦

设第二组摩擦换算到驱动链轮上的摩擦转矩为 M_{f2} , 则 M_{f2} 可分为两部分: M'_{f2} 和 M''_{f2} , 前者是由履带预张紧拉力 T_0 引起的摩擦转矩, 后者是由支重轮在履带支承段上滚动引起的摩擦转矩, 它们都是换算到驱动链轮上的值。

当驱动链轮卷绕一块履带板时, 在位置 1、2 处的铰链各产生相对转角 ψ , 在位置 3、

4处的铰链各产生相对转角 β 。在位置5、6处的铰链各产生相对转角 β_1 ，在位置7、8处的铰链各产生相对转角 ψ_1 。因此总转角为：

$$2(\psi + \beta + \beta_1 + \psi_1)$$

因此 M'_{f_2} 可表示为：

$$M'_{f_2} = \frac{W_{T_0} Z_K}{2\pi} = \frac{\mu T_0 r_0 (\psi + \beta + \beta_1 + \psi_1) Z_K}{\pi} \quad (1-23)$$

式中 W_{T_0} ——每一块履带板卷上驱动链轮时，因预张紧拉力 T_0 所消耗的摩擦功。

支重轮在履带板上滚动时的阻力 P_{f_2} 可用相似于车轮滚动阻力的公式表示，即：

$$P_{f_2} = \frac{a_2}{r_2} G_2 \quad (1-24)$$

式中 r_2 ——支重轮半径；

a_2 ——支重轮滚动摩擦系数（长度单位）；

G_2 ——作用在所有支重轮上的载荷。

将此阻力换算成相当于作用在驱动链轮上的摩擦转矩，得：

$$M''_{f_2} = P_{f_2} r_K = G_2 a_2 \frac{r_K}{r_2} \quad (1-25)$$

所以第二组摩擦转矩 M_{f_2} 为：

$$M_{f_2} = M'_{f_2} + M''_{f_2} = \frac{\mu T_0 r_0 (\psi + \beta + \beta_1 + \psi_1) Z_K}{\pi} + G_2 a_2 \frac{r_K}{r_2} \quad (1-26)$$

第二组摩擦转矩 M_{f_2} 与后文将要叙述的机械压实土壤的阻力，合成履带式工程机械整机的滚动阻力 P_{f_0} 。

第二节 行驶阻力

一、滚动阻力

(一) 产生滚动阻力的原因

轮式工程机械产生滚动阻力的原因主要有下列三个方面：

(1) 当车轮在土壤上滚动时，土壤被压实，形成轮辙，形成轮辙的过程就是消耗功的过程；

(2) 轮胎弹性轮缘部分产生变形，变形部分发生内摩擦，消耗一部分功，这部分功变成了热能；

(3) 当轮胎滚动时，轮胎与土壤间存在摩擦，轮胎变形部分离开支承面时，土壤与轮胎有粘着作用，这些都会引起功的消耗。

上述功的消耗，从力的角度看，即为滚动阻力。也就是说，工程机械行驶时需克服滚动阻力，或克服上述滚动时功的消耗。

当轮胎侧壁刚度大而充气压力又高的高压轮胎在松软土壤上滚动时，第1项损失是主要的，第2项损失约占全部损失的10~15%，而第3项损失所占比例很少。当低压轮胎在硬路面上滚动时，则第2项损失占主要部分，第1、3两项损失很小。

履带式工程机械行驶时产生滚动阻力的原因有二：

- 1) 履带压实土壤，形成轨辙消耗一部分功；
- 2) 履带行走机构内部的各种摩擦损失，即前述第二组摩擦力矩这一部分损失。

(二) 土壤的承压能力

压实土壤所形成的滚动阻力这一部分损失，与土壤的承压能力密切相关。土壤在垂直方向上的承压能力常用压强一下陷曲线来表示，它表征了土壤在垂直方向上的应力—应变关系。

履带行走机构的下陷量、滚动阻力的大小，以及通过性能等，都与土壤的承压能力有关。下陷量大，滚动阻力增加，通过性变坏。

图 1-10、图 1-11 为用贝氏仪测得的压强一下陷曲线。试验时将一平板以与行走机构相应的速率穿入到土壤的一定深度。横坐标 σ 为平板单位面积的载荷，即压强，纵坐标 Z 为下陷量。

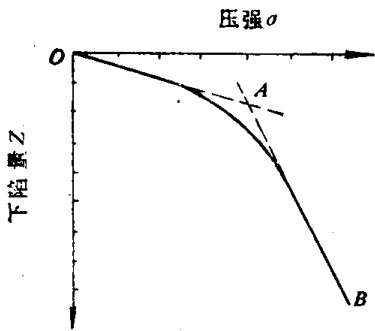


图 1-10 在塑性均匀土壤中用圆形或矩形平板测得的压强一下陷曲线

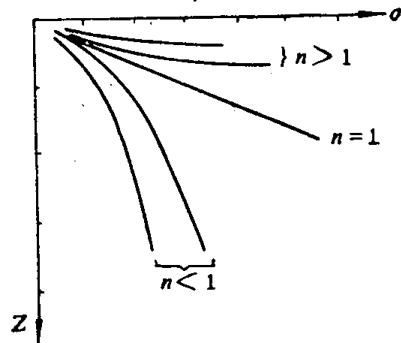


图 1-11 在不同的塑性均匀土壤中用相同平板测得的压强一下陷曲线

图 1-10 为在塑性均匀土壤上测得的压强一下陷曲线。由图可看出，在浅层塑性的均匀土壤中发生的理想压强一下陷过程，可由 OA 与 AB 两条直线大致表示。 OA 表示起始部分，这部分属于弹性变形，或只是土粒的变位，或两者都有。 A 点近似地表示土壤的极限承载能力。 AB 线表明土壤由于塑性流动而失效时的压强一下陷过程。实际的压强一下陷关系是一条曲线（如图中实线所示），曲线形状随土壤性质而不同。

图 1-11 表示出相同平板在不同塑性均匀土壤中测得的压强一下陷曲线。这些曲线可按下列下陷量公式代以不同 n 值来描述。下陷量公式为：

$$\sigma = KZ^n \tag{1-27}$$

式中 σ ——下陷量为 Z 时平板上的压强；

Z ——下陷量；

n ——土壤变形指数，随土壤类型而不同；

K ——系数，它不仅是土壤性质的函数，而且又是负荷面积的函数，在给定土壤和负荷面积时，可认为是常数。

图中各曲线按 n 值可分为两组，分界线相当于 $n = 1$ 的直线。当 $n < 1$ 时，为松软土壤，这种土壤在重复载荷作用下可能碎裂而失去强度。当 $n > 1$ 时，为坚硬土壤，这种土壤在工程机械多次通过的情况下，通常会变得硬而结实。

表示下陷量的公式除式 (1-27) 所示外，贝克 (M. G. Bekker) 为了区分土壤的内聚力

和内摩擦系数的影响, 在该式的基础上提出了下列关系式:

$$\sigma = \left(\frac{K_c}{b} + K_s \right) Z^n \quad (1-28)$$

式中 K_c ——土壤变形的内聚模数;

K_s ——土壤变形的内摩擦模数;

b ——负荷面上长或宽中的较小尺寸, 如系圆板, 则指半径 r 。

对上式取对数, 得:

$$\lg \sigma = \lg \left(\frac{K_c}{b} + K_s \right) + n \lg Z \quad (1-29)$$

由上式可知, 在给定的土壤 (即 K_c 和 K_s 为常数) 和给定的 b 值下, $\lg \left(\frac{K_c}{b} + K_s \right)$ 为常值。因此将测得的 $\sigma - Z$ 关系的记录数据, 绘在对数坐标纸上时, 则成以 n 为斜率的一条直线。由此可直接求得参数 n 的数值。若需从 $\lg \left(\frac{K_c}{b} + K_s \right)$ 中分出 K_c 和 K_s 值, 则可采用两块不同宽度 (b_1 和 b_2) 的平板进行试验, 求得两个 $\lg \left(\frac{K_c}{b} + K_s \right)$ 的值, 然后用作图法或计算法解出 K_c 和 K_s 。

干摩擦土壤, 例如砂子, 其 K_c 通常为零; 塑性过饱和的重粘土, 则 K_s 通常为零。各种土壤的 n 值一般在 $0 \sim 2$ 之间。

用板式试验仪测量 K_c 、 K_s 和 n 值时, 对松软的土壤需要用大的平板, 对较硬的土壤则可用小板。土壤参数值变化较大, 具有统计学特征, 但另一方面它又具有某种程度的一致性。因此, 只有多次测量才能得出代表土壤特性的参数值。

以上讲的是在垂直载荷作用下引起的静下陷, 对于由水平载荷 (剪应力) 引起的滑转下陷则研究得较少。

实验表明, 单位面积的垂直载荷不但引起静下陷, 而且也影响滑转沉陷, 且随 σ 的增加而使滑转沉陷量增大。

由于除静下陷外, 还有滑转下陷、载荷变化和载荷分布不均匀等影响因素, 所以行走机构的实际下陷量, 往往超过根据前述下陷量公式所求得的数值。

(三) 压实土壤阻力

为了方便, 先讨论履带行走机构压实土壤阻力。履带式机械前进 L_0 距离 (L_0 为履带支承段长度), 这时每条履带因压实土壤消耗的功 W 为 (图 1-12):

$$W = bL_0 \int_0^{Z_0} \sigma dZ \quad (1-30)$$

式中 b ——每条履带的宽度;

σ ——履带支承段单位面积上土壤承受的压力, 它是下陷量 Z 的函数;

Z_0 ——履带轨辙深度。

压实土壤所消耗的功, 可看作相当于一水平阻力 P_{f_0} 乘以距离 L_0 。 P_{f_0} 称为压实土壤阻力, 可表示为:

$$P_{f_0} = \frac{W}{L_0} = b \int_0^{Z_0} \sigma dZ \quad (1-31)$$

将式 (1-28) 代入上式, 得:

$$P_{f_s} = b \int_0^{Z_0} \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi \right) Z^n dZ = b \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi \right) \frac{Z_0^{n+1}}{n+1} \quad (1-32)$$

设土壤被压实 Z_0 深时, 土壤承受的压强为 σ_0 , 而 $\sigma_0 = \frac{G_s}{2bL_0}$, 其中 G_s 为工程机械的使用重量, 则:

$$Z_0 = \left(\frac{\sigma_0}{\frac{K_c}{b} + K_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} = \left[\frac{G_s}{2bL_0 \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi \right)} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (1-33)$$

将此式代入公式(1-32), 得:

$$\begin{aligned} P_{f_s} &= b \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi \right) \frac{1}{n+1} \left[\frac{G_s}{2bL_0 \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi \right)} \right]^{\frac{n+1}{n}} \\ &= \frac{1}{(n+1)(K_c + bK_\phi)^{1/n}} \left(\frac{G_s}{2L_0} \right)^{\frac{n+1}{n}} \end{aligned} \quad (1-34)$$

因为上式是以平板穿入土壤得出的经验公式 (1-28) 为基础而推导出来的, 故与履带式工程机械情况比较接近, 因此用于履带式工程机械较为准确。由图 1-12 可以看出, 履带式机械行驶时, 前方土壤给履带前方段一个水平反力, 这个水平反力即为压实土壤的阻力 P_{f_s} , 在有些文献中称为前方阻力。

弹性轮胎滚动时, 其轮胎支承面下面的土壤被压实, 形成轮辙, 其情况与履带行走机构类同。因此式 (1-32) 对轮式工程机械同样适用。

设轮胎支承面长度为 L_0 , 平均宽度为 b , 则式 (1-34) 对轮式工程机械也适用, 只是需将作用在每条履带上的载荷 $G_s/2$ 换成作用在每个车轮上的载荷 Q 。

(四) 整机滚动阻力的表达式

如前所述, 轮式工程机械产生滚动阻力的原因有三项, 但主要是第 1、2 项, 即压实土壤的阻力 P_{f_s} 及弹性轮胎体变形产生的滚动阻力 P_{f_l} 。 P_{f_s} 可按式 (1-32) 或 (1-34) 求得, 而 P_{f_l} 可表示为:

$$P_{f_l} = \frac{Qu}{pa} \quad (1-35)$$

式中 u 、 a ——与轮胎刚性有关的经验阻力系数;
 p ——轮胎气压。

因此, 轮式工程机械整机的滚动阻力可表示为:

$$P_f = \Sigma(P_{f_s} + P_{f_l}) \quad (1-36)$$

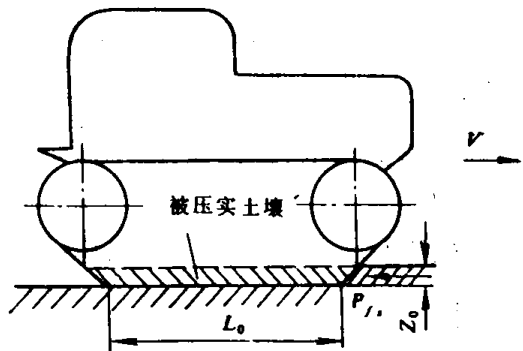


图1-12 履带式工程机械压实土壤简图