

贈  
閱

# 旋耕拖拉机 基本设计理论

[日]. 长广仁藏 著



机械工业出版社

# 旋耕拖拉机基本设计理论

[日] 长 广 仁 藏 著

洛阳拖拉机研究所译

华北农业机械化学院校订

机械工业出版社

本书阐述了旋耕拖拉机的基本设计理论，全书共分十三章，除第一章前言外，第二～第七章研究旋耕刀切削土壤的作用过程，分析其受力状态，提出了耕耘负荷变化理论。第八章是旋耕拖拉机的平衡理论。第九章介绍了在旋耕拖拉机的设计中上述理论的具体运用。第十章分析了三种悬挂方式对拖拉机性能的影响。最后三章为试验设备、总结论及今后应研究的课题。

本书可供从事旋耕机、拖拉机设计制造、使用的工人、技术人员及有关人员参考。

長 廣 仁 藏 著

ロータリートラクタの基本設計理論の研究

日本農機産業調査研究所1973年

\* \* \*

**旋耕拖拉机基本设计理论**

〔日〕长广仁藏 著

洛阳拖拉机研究所译

华北农业机械化学院校订

(限国内发行)

\*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本 787 × 1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub> · 印张 13<sup>1</sup>/<sub>4</sub> · 字数 318 千字

1978年4月北京第一版·1978年4月北京第一次印刷

印数 00,001—8,000 · 定价 1.10 元

\*

统一书号：15033·(内)708

## 译者说明

我国拖拉机工业在飞速发展，与旋耕机配套耕作的拖拉机日益增多。拖拉机在性能上如何满足旋耕作业的需要正逐步为大家所认识。遵循伟大领袖毛主席“洋为中用”的教导，我们翻译了《旋耕拖拉机基本设计理论》一书，供有关同志参考。

全书共分十三章，除第一章前言外，第二~第七章研究旋耕刀切削土壤的作用过程，分析其受力状态，提出了耕耘负荷变化理论。第八章是旋耕拖拉机的平衡理论。第九章介绍了在旋耕拖拉机的设计中上述理论的具体运用。第十章分析了三种悬挂方式对拖拉机性能的影响。最后三章为试验设备、总结论及今后应研究的课题。

在翻译过程中，对原书的某些错误作了更正，有些加了译者注，有些则未加。因译者水平有限，书中难免还有缺点和错误，希望读者批评指正。

## 序 言

完成旋耕拖拉机的基本设计理论体系，是我立志于研究农业机械，特别是农业拖拉机和发动机以来的心愿。然而，理论即使相当完善，但不能有效地用于实际，那也是没有任何价值的。为解决理论的实际应用问题，需要简化理论解，用具体的标准值代替其特定系数、变数以及某些量之间的关系，借助于简便的近似法消除烦琐的计算。为了使基础理论和创制设计时的实际应用联系起来，需要进行多方面的实验和充分研究、分析各有关文献资料，这是一个长期而困难的任务。

在新产品的设计规划阶段，为达到规定的质量指标，需对一些必要的研究项目进行系统的分析，并综合地慎重考虑所要求的质量和可应用的设计技术之间的相互关系，以确定出最佳设计参数值。在此过程中，对必要的研究项目的任何省略都是不允许的。为了快而省地创制优质的、可靠性高的新产品，有必要制定创制新产品的程序体制。

本研究的最终目的在于，如何运用旋耕拖拉机的基本设计理论制订出更实用的设计程序体制。也可以说是企图摆脱对设计理论根本不同的欧美犁耕拖拉机的错误模仿，改变过去凭经验和直觉的创制设计方式。

在创制农业机械时，要先确定与目的相符的质量指标。对其中最主要的指标如机械性能和主要参数要充分采纳使用者的意见。设计时，根据质量指标首先调查研究该机械的各总成、部件等的规格参数、必要的安全装置、外观设计以及成本等一切必要的指标，然后确定具体的创制计划。最后，进入制作该机械的整体规划图阶段。上述过程的初期阶段属于农学；进入具体的创制计划阶段以后，都属于机械学等工科范畴。换句话说，农业机械学是跨越农学和机械学之间的学科，创制的成功只有依靠这两方面人员的共同努力才能达到。外国大部分大学，农业机械学被分为两部分，一部分是研究现有机械运用的专业课，另一部分是根据应用技术的的结果进而创新设计的专业课。前者设在农学院，后者设在工学院。而日本农业机械的研究，制度上规定全部由农学部负责组织。农机工业已发展成每年 2000 亿以上日元产值的巨大规模，正视一下这个现实，仿效国外对现有制度在不久的将来加以改进是无可争议的。

本研究的基本出发点是注意从工科角度建立旋耕拖拉机的基本设计理论体系。希望能对提高旋耕拖拉机的创制设计水平略有贡献。

長廣仁藏 1970.11

# 旋耕拖拉机的基本设计理论研究

## 〔论文的构成和内容要点〕

本论文由十三章组成，可大致分为以下三部分：

(1) 第二章到第六章，是耕耘作业中旋耕拖拉机运动方程式基础的耕耘负荷变化的理论问题，研究旋耕刀旋转切削、破碎和向后抛掷土壤时，旋耕刀（主要以铧刀为对象）上的各切削反力及其作用点回转半径等的相互关系的基础理论。

(2) 第七章到第九章，以应用了上述基础理论的旋耕拖拉机的力学平衡理论为中心，就拖拉机的安全性以及耕耘作业以外的其它作业的通用性的设计理论加以综合处理，完成本研究第一个目的的“基本设计理论体系”的大纲，通过试验确定理论中所包含的系数值、设计标准值，将这些数值应用于基本设计理论，使实用于旋耕拖拉机创制设计的“基本设计程序体制”标准化。

(3) 第十章，是旋耕机同拖拉机的三种挂接方式的力学平衡问题，通过具体的设计计算，根据这些挂接方式对耕耘作业中旋耕拖拉机性能的影响所进行的分析研究，以便确定为取得最佳耕耘作业性能的拖拉机本机同旋耕机的安装位置尺寸。

另外，第一章是关于本研究的目的、意义以及研究范围和进行方法。第十一章是本研究主要试验所用的电测车的内容。第十二章和第十三章是结尾部分，叙述了本研究的结论和今后的研究课题。

# 目 录

译者说明	
序言	
旋耕拖拉机的基本设计理论研究 〔论文的构成和内容要点〕	
第一章 前言〔提要〕	1
1.1 研究的目的是和意义	1
1.2 研究范围和进行方法	2
第二章 旋耕刀尖端轨迹 曲线分析〔提要〕	3
2.1 旋耕刀尖端轨迹曲线特性	3
2.2 旋耕切削断面面积	5
2.3 计算例	8
第三章 耕耘切削、破碎和后抛作用 力分析〔提要〕	10
3.1 耕耘所需扭矩的主要原因细析	10
3.2 切削、破碎和抛掷所需的扭矩	11
3.3 切削、破碎和抛掷作用力分析	12
3.3.1 铧刀所受的切削、破碎 和抛掷反作用力	12
3.3.2 切削作用力	13
3.3.3 破碎及抛掷作用力	14
3.4 耕耘合力及三分力	15
第四章 耕耘合力和圆周力〔提要〕	19
4.1 耕耘合力与圆周力的相互关系	19
4.2 平均耕耘合力和平均圆周力 的相互关系	22
第五章 平均耕耘合力及其 作用点位置〔提要〕	25
5.1 确定耕耘合力作用点位置的因素	25
5.2 一把旋耕刀的平均耕耘合力 及其作用点位置	25
5.3 排列 $n$ 把刀片时的作用点位置	28
5.4 $T_m$ 、平均三分力、 $\theta_{om}$ 及 $r_{m'}$ 的近似解法	31
5.4.1 平均值法和面积力矩法	31
5.4.2 $r_{m'}$ 和 $\theta_{om}$ 的图解法	33
5.4.3 $T_m$ 和平均三分力的 面积二等分法	36
第六章 耕耘负荷变化定量计算 经验公式的建立〔提要〕	38
6.1 建立耕耘三分力及所需扭矩 经验公式的假定条件	38
6.2 耕耘三分力及所需扭矩定量 计算的公式	39
6.2.1 一把刀片时耕耘三分力的 经验公式	39
1. $\xi_i \geq 0.3$ 时	40
2. $\xi_i < 0.3$ 时	46
6.2.2 一把刀片时耕耘所需扭矩的 经验公式	50
6.2.3 排列 $n$ 把刀片时刀轴的 三分力及所需扭矩的合成	51
第七章 水田旋耕负荷变化〔提要〕	57
7.1 旋耕负荷变化的理论 与实际差异	57
7.2 水田旋耕时负荷变化定量计算 经验公式的建立	60
7.3 耕耘作业中旋耕拖拉机的模拟	62
1. 函数的构成	63
2. 运动方程式的构成	63
第八章 耕耘负荷变化和旋耕 拖拉机的平衡理论〔提要〕	68
8.1 旋耕拖拉机的运动方程式	68
1. $x-y$ 平面上的运动方程式	74
2. $x-z$ 平面上的运动方程式	76
8.2 稳定耕耘作业状态机组的平衡	77
1. $x-y$ 平面上的运动方程式 的解	78
2. $x-z$ 平面上的运动方程式 的解	81
8.3 不稳定耕耘作业状态的机组的平衡	81
8.4 稳定行驶和静态时的机组的平衡	83
1. 停止在作业位置时的解	83
2. 旋耕机提升后低速稳定行驶 或静止时的解	85

3. 拖拉机单机低速稳定行驶和 静止时的解 .....	88	9.4.3 拖拉机的横向稳定性 .....	132
第九章 旋耕拖拉机的性能和基本 设计参数值的确定〔提要〕.....	91	9.5 旋耕拖拉机性能计算时采用的设 计标准值的确定 .....	134
9.1 作业性能和基本设计参数的计算 条件 .....	92	9.5.1 滑移系数和滚动阻力系数的 相互关系 .....	134
9.2 耕速、耕耘间距、耕耘所需平均 功率 .....	93	9.5.2 纵铅垂面平均耕耘合力作用 点位置及其作用位置角的确定 ..	135
1. 耕耘比阻法 .....	93	9.5.3 计算例(二) .....	140
2. 耕耘所需平均扭矩法 .....	95	1. 设计条件与解析事项 .....	140
9.3 发动机功率的确定 .....	98	2. 耕耘作业中, 前、后轮接地载 荷系数的变化 .....	142
9.3.1 发动机所需功率 .....	98	3. 耕耘作业中造成拖拉机滑移的 临界条件 .....	146
9.3.2 拖拉机的滚动阻力系数 .....	98	4. 拖拉机的起步加速特性和纵向 稳定性 .....	149
1. 湛水田中的滚动阻力系数 .....	101	5. 拖拉机的横翻临界坡度角与重 心高度 .....	154
2. 干水田中的滚动阻力系数 .....	103	9.6 旋耕拖拉机在其它基本作业中的 性能 .....	157
9.3.3 发动机的确定 .....	107	9.6.1 旋耕拖拉机在犁耕作业中的 性能 .....	157
9.3.4 计算例(一) .....	112	1. 犁耕作业性能的计算式和设计 标准值 .....	157
1. 设计条件 .....	112	2. 计算例(三) .....	161
2. 耕耘所需功率和发动机所需 功率 .....	114	9.6.2 拖拉机的运输作业性能 .....	164
3. 发动机的确定 .....	117	1. 滚动阻力 .....	164
9.4 拖拉机和旋耕机的重量以及前、 后、尾轮接地载荷的确定 .....	119	2. 拖拉机的运输能力极限 .....	167
9.4.1 旋耕拖拉机运动方程式的 平均值解 .....	119	3. 爬坡能力极限 .....	168
1. 稳定耕耘状态下的各轮接地载 荷、拖拉机和旋耕机的重量以 及前后轮接地载荷系数 .....	121	4. 能够起步的实际极限载重量 .....	169
2. 从稳定耕耘状态以外的拖拉机 平衡条件, 看前、后轮接地载荷 及接地载荷系数 .....	124	5. 计算例(四) .....	173
9.4.2 拖拉机的起步加速特性与前 轮接地载荷 .....	124	第十章 旋耕拖拉机耕耘部分的悬 挂方式和作用力的平衡理 论〔提要〕.....	176
1. 拖拉机起步加速时的运动方程 式 ( $x-y$ 平面) .....	124	10.1 刚性固定式悬挂 .....	177
2. 拖拉机起步加速度的确定 .....	128	10.2 动力输出轴处直接联接式悬挂 .....	180
3. 最大起步加速惯性阻力 $A_{x\max}$ 的确定 .....	129	10.3 三点悬挂 .....	182
4. 刚起步加速后的瞬间, 前、后 轮接地载荷的确定 .....	129	10.3.1 运动方程式及其解 .....	182
5. 起步加速的瞬间, 前、后轮接 地载荷系数和拖拉机的纵向稳 定性 .....	131	10.3.2 进行稳定耕耘作业的必要 条件 .....	186
		1. 进行稳定耕耘作业所必需的旋 耕机的重量 .....	186
		2. 作用于上、下拉杆上的力的方 向 .....	187



3. 上、下拉杆上的作用力对拖拉机后驱动轮接地载荷等的影响 .....	188	1. 关于旋耕拖拉机的主要参数、尺寸 .....	197
10.3.3 计算例 .....	189	2. 关于配套发动机 .....	197
1. 拖拉机的主要参数和设计条件 .....	189	3. 关于旋耕拖拉机的设计图 .....	198
2. 立柱高度 $a_h$ 与 $f_6$ 、 $h_7$ 、 $e_5$ 、 $e_l$ 和 $e_u$ 的变化之间的相互关系 .....	190	4. 关于旋耕拖拉机的设计与耕耘负荷变化波形的关系 .....	198
3. 旋耕机所需重量 .....	190	5. 关于旋耕拖拉机对于其它作业的通用性 .....	198
4. 耕耘作业中的 $R_g$ 、 $F_u$ 和 $F_l$ .....	191	6. 关于旋耕拖拉机耕耘装置的悬挂方式 .....	198
5. 上、下拉杆的受力状态对拖拉机耕耘作业性能的影响 .....	193	第十三章 结束语〔提要〕 .....	200
第十一章 本研究所使用的测量装置〔提要〕 .....	194	留待今后研究的课题及其发展方向 .....	200
第十二章 总结论〔提要〕 .....	197		

# 第一章 前 言

## 【提 要】

本章叙述旋耕拖拉机与欧美的犁耕拖拉机在技术上的根本差别，并且说明本研究的两个目的和意义，研究范围及其进行方法。

### 1.1 研究的目的是和意义

本研究是要解决日本农用拖拉机中具有代表性的旋耕拖拉机的两个问题：（1）完成决定性能和主要参数、尺寸相互关系的“基本设计理论体系”大纲；（2）通过试验等确定理论中所包含的系数值、设计基准值，使之既符合于设计理论，又能实用于旋耕拖拉机创制设计，进而将“设计程序体制”予以标准化。

由于有了高效的农业机械化系统，为适应当前需要而正在迅速普及发展的日本农用拖拉机，其中90%以上是旋耕拖拉机。这种旋耕拖拉机是靠日本自己的技术发展起来的，它的发展历史不长，从性能和结构方面看，它的创制设计技术的出发点是追求欧美牵引型拖拉机的一些指标，可以说还没有摆脱模仿的阶段。

牵引式犁耕拖拉机，是将发动机的功率变为后驱动轮接地面上的牵引力，利用这种牵引力进行犁耕作业为其主要目的。因此在具有一定发动机功率的拖拉机上，如何才能发出较大的牵引马力，就成了设计上的着眼点。那就是减少拖拉机在牵引作业中的滑转，为此需要加大拖拉机的重量。

而旋耕拖拉机，则是把功率输出轴功率变为旋耕机刀轴的扭矩，利用刀轴上的 $n$ 个刀片来旋切、破碎和后抛土壤，进行耕耘作业为其主要目的。这种旋耕作业和犁耕作业相反，在耕耘机构上的耕耘负荷变化非常剧烈，它的纵向水平分力起到将拖拉机向前推进的作用。也就是说，旋耕拖拉机和犁耕拖拉机的动力利用方法以及利用动力进行作业时拖拉机上所产生的作用力，是完全相反的。

关于犁耕拖拉机，在其长期的普及发展过程中，进行了充分研究。用于犁耕拖拉机设计的“牵引理论”亦已由E.席林(E. Schilling)、W.泽内(W. Söhne)、E. G.麦基宾(E. G. Mckibben)、安田教授及其他一些技术研究人员所完成。因此，我们今天在创制设计犁耕拖拉机时，在技术上没有感到那么不方便。而以水田耕耘作业为主要目的的旋耕拖拉机，因为在日本到最近才迅速地普及、发展起来，故技术上有许多没有解决的问题，在创制设计时不象犁耕拖拉机那么简单。我针对旋耕拖拉机发展过程中的这些实际情况，着手研究解决理论上、实践上尚未解决的问题，完成“旋耕拖拉机基本设计理论体系”。相信对于创制日本自己的而不是模仿别国的旋耕拖拉机，是非常有益的。这是本研究的第一个目的。

不仅是旋耕拖拉机，在创制任何新产品的程序中，一般都得经过根据其出发点进行的调查、规划阶段，从各个角度高标准地进行下面的基本规划设计的研究，将其结论具体地体现在整个规划图上，这是非常重要的。我多年来专心于这种新产品的创制，打算从这样的观点

出发, 引用上述的“基本设计理论体系”, 用简易可行的办法, 对旋耕拖拉机的创制设计条件所要求的性能、质量与为达到这些性能、质量的拖拉机基本参数、尺寸之间的相互关系, 从理论上进行分析研究, 提出设计上的必要措施, 使这些结论能反映到旋耕拖拉机的基本规划图上, 这是本研究的第二个目的。

总之, 靠实现上述两个目的, 从质量上提高日本的旋耕拖拉机的创制水平, 缩短其创制时间, 节约人力和费用, 在拖拉机工业方面有所贡献, 这是本研究的最终目的。

## 1.2 研究范围和进行方法

本研究内容涉及到在进行旋耕拖拉机基本设计时, 设计工作上需要研究的基本事项的全部范围。关于其内容范围的要点和进行方法, 按照不同目的分别列举如下:

### (1) “基本设计理论体系”的确立

① 关于排列在旋耕机刀轴上的  $n$  个刀片, 在旋切、破碎、后抛土壤时, 在旋耕机上所产生的耕耘负荷变化的基础理论的研究。

② 应用①中所述基础理论的拖拉机力学平衡理论的研究。

③ 关于拖拉机在路上起步急加速时的翘头现象, 以及在作业中横翻的安全性及其措施的理论研究。

④ 关于旋耕拖拉机进行犁耕作业和拖车运输作业时的通用性及性能发挥上的措施的理论研究。

⑤ 关于旋耕机同拖拉机的基本悬挂方式的力学平衡理论的研究。

### (2) “基本设计程序体制”的标准化

① 完成将旋耕拖拉机力学平衡理论上的动力学一般解换算为在实际的创制设计计算时容易掌握的半动力学或静力学解的“基本设计理论体系”的大纲。

② 为了将上述基本设计理论体系中所求出之理论计算公式具体地应用于实际的创制设计计算, 需要了解存在于这些公式中的系数值、设计标准值。为此目的而进行了多种实验, 基于这些实验结果确定出设计标准的系数值和设计标准值。

③ 选定以15马力级的小型旋耕拖拉机的创制为目的、以基本设计条件为内容的设计计算例。

④ 在设计计算例中, 利用在①的基本设计理论体系中所求得理论计算公式和在②中所确定的系数值、设计标准值, 进行具体的设计计算, 通过对其结果的分析、研究, 弄清楚能满足基本设计条件的旋耕拖拉机的主要参数、尺寸和确定必要的设计措施, 作为其综合结论是, 使得“基本设计程序体制”标准化。

## 第二章 旋耕刀尖端轨迹曲线分析

### 【提 要】

在第二章中, 将旋转切削、破碎和后抛土壤的旋耕刀尖端所描绘的余摆线轨迹曲线的诸特性, 以及下面理论中所使用的耕速  $v$ 、耕深  $h$ 、耕耘间距  $p$ 、旋耕刀回转半径  $r$ , 作为函数表示, 为便于后面利用起见, 将各公式进行了整理。

### 2.1 旋耕刀尖端轨迹曲线特性

半径为  $a$  的圆沿直线  $x'$  无滑移地滚动时, 在距其圆心为  $r$  的点, 亦即旋耕刀尖端所描绘的轨迹, 是余摆线。现若以耕深为  $h$  的沟底为  $x$  轴求此余摆线的方程式, 则可由公式(2.1)给出:

$$\left. \begin{aligned} x &= a\theta - r \sin \theta \\ y &= r(1 - \cos \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

然而:

$$\begin{aligned} n &= \frac{30}{\pi} \omega = \frac{30v}{\pi a} \\ \theta &= \omega t \end{aligned}$$

∴

$$a = \frac{v}{\omega} = \frac{vt}{\theta} = \frac{p}{2\pi} \quad (2.2)$$

式中  $v$  —— 耕耘速度 (米/秒);

$p$  —— 耕耘间距 (厘米);

$n$  —— 旋耕刀转速 (转/分)。

若将 (2.2) 式代入 (2.1) 式, 得:

$$\left. \begin{aligned} x &= vt - r \sin \omega t \\ y &= r(1 - \cos \omega t) \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

旋耕刀尖端处于点 6 时的轨迹曲线的切线方程式为:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dy/dt}{dx/dt} = \frac{r\omega \sin \omega t}{v - r\omega \cos \omega t} \quad (2.4)$$

然而由公式 (2.3) 得:

$$\cos \omega t = 1 - \frac{y}{r} = \frac{1}{r}(r - y)$$

∴

$$\sin \omega t = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{y}{r}\right)^2} = \frac{1}{r} \sqrt{y(2r - y)} \quad (2.5)$$

又:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi}{30} \times \frac{60v}{p} = \frac{2\pi v}{p} \quad (2.6)$$

将 (2.5)、(2.6) 式代入 (2.4) 式的右边, 经整理得:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{2\pi \sqrt{y(2r - y)}}{p - 2\pi(r - y)} \quad (2.7)$$

设点 6 处余摆线的切线与  $x$  轴的夹角为  $\theta_a$ , 则:

$$\theta_a = \operatorname{tg}^{-1} \frac{2\pi\sqrt{y(2r-y)}}{p-2\pi(r-y)} \quad (2.8)$$

(2.8) 式的  $\theta_a$ , 表示后面所述的  $x-y$  平面上的耕耘合力方向角。

图 1 中的  $\theta_\beta$  和  $\theta_\gamma$  在确定平均耕耘力作用点位置时, 是两个必不可少的角度。其中,  $\theta_\beta$  为瞬时回转半径  $O_6$  与点 6 处余摆线的切线的夹角;  $\theta_\gamma$  为刀轴中心轨迹直线 (假定为直线) 与瞬时回转半径  $O_6$  的夹角。  $\theta_\beta$  及  $\theta_\gamma$  的求法如下:

$$\sin \theta_\gamma = \frac{r-y}{r} = 1 - \frac{y}{r}$$

$$\therefore \theta_\gamma = \sin^{-1} \left( 1 - \frac{y}{r} \right) \quad (2.9)$$

$$\therefore \theta_\beta = \theta_a - \theta_\gamma = \operatorname{tg}^{-1} \frac{2\pi\sqrt{y(2r-y)}}{p-2\pi(r-y)} - \sin^{-1} \left( 1 - \frac{y}{r} \right) \quad (2.10)$$

旋耕刀尖端轨迹的切削速度和加速度可由下式求出, 亦即由 (2.3) 式得:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = v - r\omega \cos \omega t$$

$$v_y = \frac{dy}{dt} = r\omega \sin \omega t$$

$$\therefore v_t = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{v^2 - 2vr\omega \cos \omega t + r^2\omega^2}$$

将 (2.5)、(2.6) 式的值代入上式, 整理得:

$$v_t = v \sqrt{\left( 1 - 2\pi \frac{r}{p} \right)^2 + 4\pi \frac{y}{p}} \quad (2.11)$$

又, 加速度  $a_t$  为:

$$a_t = \frac{dv_t}{dt} = \frac{d}{dt} \sqrt{v^2 - 2vr\omega \cos \omega t + r^2\omega^2} = \frac{vr\omega^2 \sin \omega t}{\sqrt{v^2 - 2vr\omega \cos \omega t + r^2\omega^2}}$$

将 (2.5)、(2.6) 式的值代入上式, 整理得:

$$a_t = \frac{\left( 2\pi \frac{v}{p} \right)^2 \sqrt{y(2r-y)}}{\sqrt{\left( 1 - 2\pi \frac{r}{p} \right)^2 + 4\pi \frac{y}{p}}} \quad (2.12)$$

下面设旋耕刀的圆周速度  $v_r$  与切线速度  $v_t$  的夹角为  $\theta_b$ , 则  $\theta_b$  在直角三角形 2、6、7 的情况下为:

$$\operatorname{tg} \theta_b = \frac{2 \cdot 7}{6 \cdot 7} = \frac{v \cos \theta_\gamma}{v_r - v \sin \theta_\gamma}$$

然而:

$$\sin \theta_\gamma = 1 - \frac{y}{r}$$

$$\therefore \cos \theta_\gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \theta_\gamma} = \frac{1}{r} \sqrt{y(2r-y)}$$

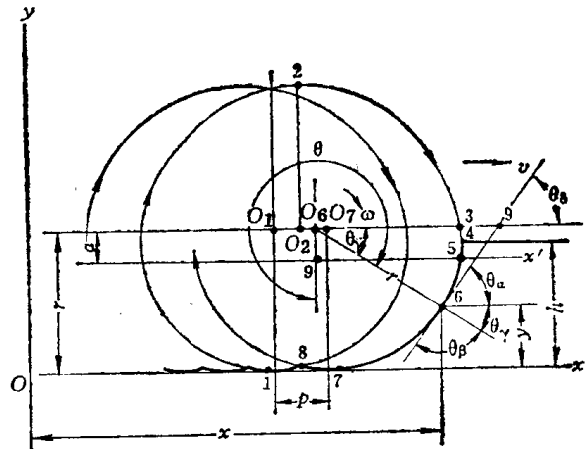


图 1 旋耕刀尖端轨迹曲线

⊖ 原书误为  $\overline{O_6 O_7}$ ——译者注。

而：

$$v_r = \frac{2\pi r n}{60}$$

$$v = \frac{pn}{60}$$

∴

$$\operatorname{tg} \theta_\delta = \frac{\frac{pn}{60} \frac{1}{r} \sqrt{y(2r-y)}}{\frac{2\pi r n}{60} - \frac{pn}{60} \left(1 - \frac{y}{r}\right)} = \frac{p\sqrt{y(2r-y)}}{r(2\pi r - p) + py}$$

∴

$$\theta_\delta = \operatorname{tg}^{-1} \frac{p\sqrt{y(2r-y)}}{r(2\pi r - p) + py} \quad (2.13)$$

## 2.2 旋耕切削断面积

假如旋耕拖拉机不打滑，以前进速度  $v$  进行旋耕，则根据图 3，旋耕刀所切削的断面积  $A$  如下：

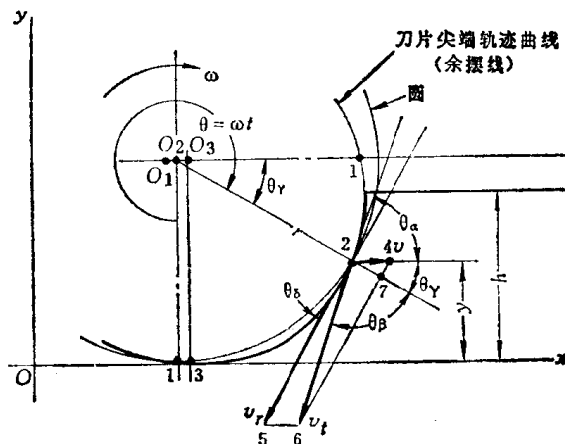


图 2 旋耕刀尖端速度和加速度

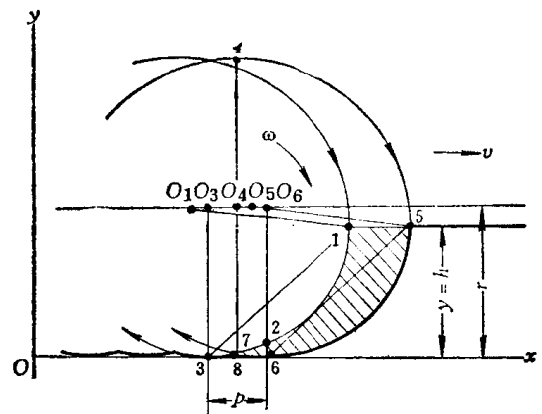


图 3 耕耘断面积的计算说明图

$$\begin{aligned} A &= A(1 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 5) = A(1 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 5) - A(7 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6) \\ &= A(1 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 5) - 2A(7 \cdot 8 \cdot 6) \end{aligned} \quad (2.14)$$

现若将  $x-y$  坐标的原点置于点 3，则：

$$\begin{aligned} A(7 \cdot 8 \cdot 3) &= A^\ominus(7 \cdot 8 \cdot 6) = \int_0^{\frac{p}{2}} y dx = \int_0^{\frac{p}{2}} r(1 - \cos \theta) dx \\ &= \frac{1}{2} rp - r \int_0^{\theta_7^\ominus} \cos \theta \frac{dx}{d\theta} d\theta \end{aligned}$$

由 (2.1) 式：

$$x = a\theta - r \sin \theta$$

⊖ 原文误为  $A(7 \cdot 8 \cdot 3)$  ——译者注。

⊖ 原文误为  $\int_0^{\theta_1}$  ——译者注。

$$\begin{aligned} \therefore \frac{dx}{d\theta} &= a - r \cos \theta \\ \therefore \int_0^{\theta_7} \cos \theta \frac{dx}{d\theta} d\theta &= \int_0^{\theta_7} \cos \theta (a - r \cos \theta) d\theta \\ &= a \int_0^{\theta_7} \cos \theta d\theta - r \int_0^{\theta_7} \cos^2 \theta d\theta = a \sin \theta_7 - \frac{1}{4} r \sin 2\theta_7 - \frac{1}{2} r \theta_7 \\ \therefore A(7 \cdot 8 \cdot 6) &= \frac{1}{2} r p + \frac{1}{2} r^2 \theta_7 - r a \sin \theta_7 + \frac{1}{4} r^2 \sin 2\theta_7 \\ &= \frac{1}{2} r (p + r\theta_7) - \frac{1}{2} r \sin \theta_7 (2a - r \cos \theta_7) \\ &= \frac{1}{2} \left\{ r(p + r\theta_7) - r \sin \theta_7 \left( \frac{p}{\pi} - r \cos \theta_7 \right) \right\} \\ \therefore 2A(7 \cdot 8 \cdot 6) &= r(p + r\theta_7) - r \sin \theta_7 \left( \frac{p}{\pi} - r \cos \theta_7 \right) \quad (2.15) \\ \therefore A(1 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 5) &= ph - r \left\{ p + r\theta_7 - \sin \theta_7 \left( \frac{p}{\pi} - r \cos \theta_7 \right) \right\} \quad (2.16) \end{aligned}$$

(2.16) 式的  $\theta_7$  为旋耕刀尖端到达余摆线轨迹曲线交接点时的回转中心线与  $y$  轴的夹角, 图 4 表示了它的相互关系位置。也就是在交接点上相对于  $y$  轴处于  $-\theta_7$  角的位置。由 (2.1)、(2.2) 式得:

$$x = \frac{1}{2} p = \pi a = a(-\theta_7) - r \sin(-\theta_7) = -a\theta_7 + r \sin \theta_7 \quad (2.17)$$

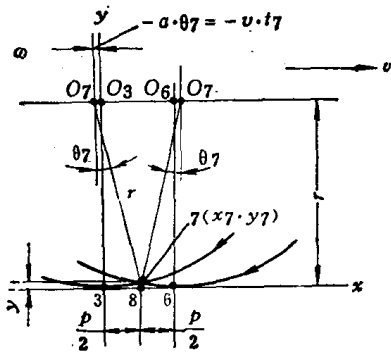


图 4 交接点位置的相互关系

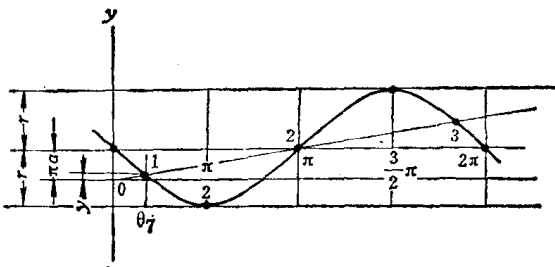


图 5 交接点的  $\theta_7$  值、 $y$  值的确定

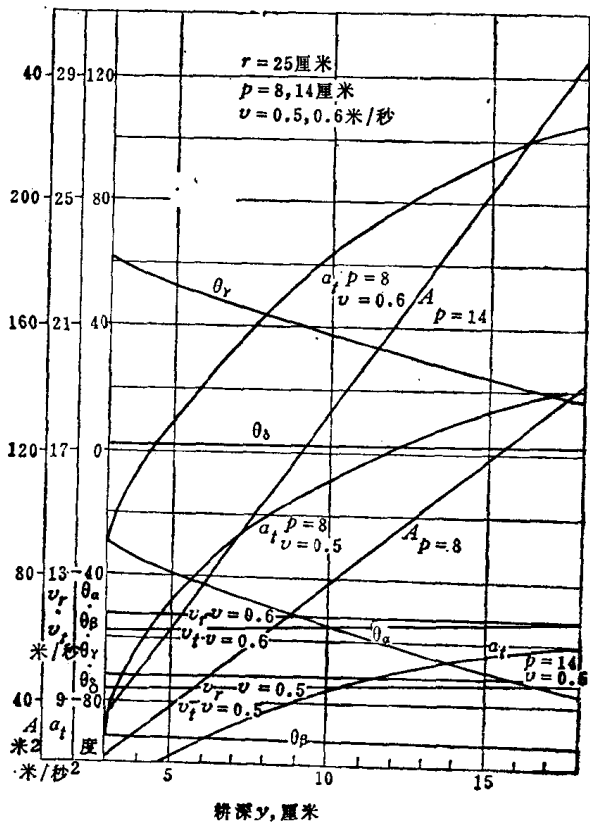


图 6 旋耕刀尖端轨迹曲线的特性

⊖ 原文误为“+”——译者注。

(2.17) 式的  $\theta_7$ , 可作为满足下式条件的根求出:

$$\pi a - r \sin \theta_7 + a \theta_7 = 0$$

就是说, 交接点的坐标位置可用图解法由 (2.18) 式求出:

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \pi a - r \sin \theta_7 \\ y_2 &= a \theta_7 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

式中  $\theta \leq \theta_7 \leq \frac{\pi}{2}$

图 5 为 (2.18) 式的图示, 交点 1 是所求的解。

$\theta_7$  的值不用图解法而用近似解也可求出, 即:

$$\sin \theta_7 = \theta_7 - \frac{\theta_7^3}{3!} + \frac{\theta_7^5}{5!} - \dots$$

式中  $\theta_7$  单位为弧度

然而  $\theta_7 \ll \frac{\pi}{2}$ , 因此若仅保留上式右边第一项, 则 (2.17) 式为:

$$\pi a \approx -a \theta_7 + r \theta_7$$

$\therefore$

$$\theta_7 \approx \frac{\pi a}{r - a}$$

将 (2.2) 式的  $a$  值代入此式, 得:

$$\theta_7 \approx \frac{\pi p}{2\pi r - p} \quad (2.19)$$

图 6 表示在旋耕刀半径  $r = 20, 22.5, 25, 27.5, 30$  厘米, 耕耘间距  $p = 5, 8, 11, 14, 17, 20$  厘米的组合下, 由 (2.19) 式求出的  $\theta_7$  的近似解结果。

耕耘断面积的近似解, 也可以用下列方法求出。即在图 4 的情况下, 刀片尖端转到交接点 7 时, 刀轴回转中心处于  $O_7$  的位置, 但因  $\theta_7$  的角度很小, 故  $O_7 \cdot O_3 \approx 0$ 。而由于  $A(1 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 5) \gg A(7 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6)$ , 因此即使  $A(7 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6) \approx A$  (等腰三角形  $7 \cdot 3 \cdot 6$ ) 其误差也可忽视。这时在图 7 的情况下:

$$7 \cdot 8 = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{p}{2}\right)^2} = r \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{p}{2r}\right)^2} \right\}$$

$\therefore$

$$A(1 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 5) \approx A(1 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 5) - A(\text{等腰三角形 } 7 \cdot 3 \cdot 6)$$

$$\approx p \left[ h - \frac{1}{2} r \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{p}{2r}\right)^2} \right\} \right] \quad (2.20)$$

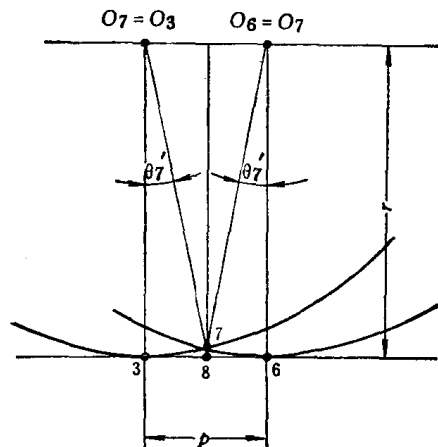


图 7  $A(7 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 6)$  的近似解



## 2.3 计算例

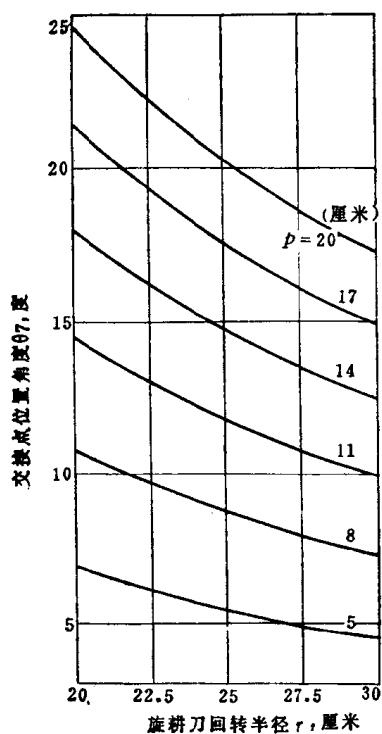
图8表示20马力级中型拖拉机的标准使用条件,  $r = 25$ 厘米,  $p = 8$ 和14厘米,  $v = 0.5$ 和 $0.6$ 米/秒时, 将:

$r = 20$ 、 $22.5$ 、 $25$ 、 $27.5$ 、 $30$ 厘米;

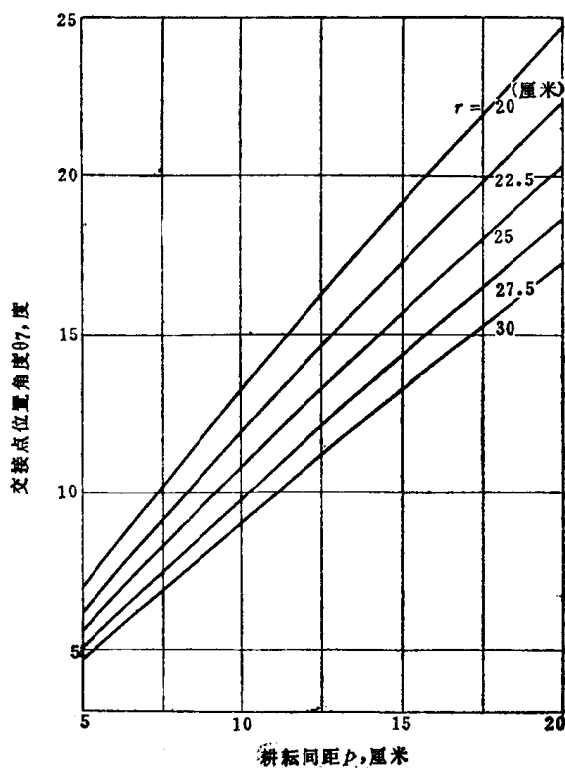
$p = 5$ 、 $8$ 、 $11$ 、 $14$ 、 $17$ 、 $20$ 厘米;

$y = 3$ 、 $6$ 、 $9$ 、 $12$ 、 $15$ 、 $18$ 、 $21$ 、 $24$ 、 $27$ 、 $30$ 厘米;

$v = 0.3$ 、 $0.4$ 、 $0.5$ 、 $0.6$ 、 $0.8$ 、 $0.9$ 、 $1.0$ 米/秒的各数值, 代入以上所求之 $\theta_a$ 、 $\theta_\beta$ 、 $\theta_\gamma$ 、 $v_r$ 、 $a_r$ 、 $A$ 等公式后所得到的计算结果。



a)



b)

图 8

图9以 $v/v_r$  ( $v_r$ : 旋耕刀圆周速度, 米/秒) 为参变量, 表示了 $\theta_a$ 、 $\theta_\gamma$ 、 $\theta_\beta$ 之间的相互关系。横轴下面的 $y/r$ 是与 $\theta_\gamma$ 相对应的。此图在以后讲的基本设计理论中用处很大。图中,  $\theta^\beta$ 表示 $x-y$ 平面的耕耘合力 $Q$ 。(即, 耕耘合力 $Q$ 在 $x-y$ 面上的投影)与圆周力 $Q_r$ 在合力作用点的夹角,  $\theta_a$ 表示 $Q$ 在合力作用点与 $x$ 轴方向的夹角, 而 $\theta_\gamma$ 是一个表示合力作用点位置的角度。

⊖ 原文误为 $\gamma$ ——译者注。