

单轮叶动力性能分析

张秦岭** 邵耀坚

(农机系)

提 要

本文提出了应用二维被动破坏土壤压力公式预测作用在平面型轮叶上土壤反力的具体方法, 据此方法获得的轮叶力预测值与实测值是相当一致的。导出了表征单轮叶动力性能的参数表达式和性能预测程序。

前 言

地面力学(Terramechanics)是研究土壤——车辆系统力学关系的一门新的边缘学科。它的任务是探求土壤力学参数和车辆行走机构之间相互作用的规律, 为车辆行走机构的动力性能指标预测、改进设计提供数学模型和理论依据。近年来, 我国和国外许多学者都十分重视水田土壤——车辆系统力学的研究, 并已取得了一定的进展〔2〕〔3〕〔4〕〔5〕〔6〕。

本文应用二维被动土压力理论, 建立轮叶动力性能指标与土壤力学参数、轮叶几何形状参数之间关系的数学表达式, 对轮叶动力性能指标的预测作一尝试。

轮叶面的运动分析

设某一刚性平面型轮叶以一定的滑转率运动, 且叶轮轴心至地面的距离不变, 那么轮叶面任意一点C(图1)的运动轨迹可用如下参数方程表述:

$$\begin{cases} X = r_0(1-i)\theta + r_0\cos\theta - l\cos(\theta - \beta) \\ y = r_0\sin\theta - l\sin(\theta - \beta) \end{cases} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

r_0 ——叶顶半径

l ——叶顶至C点的距离

* 本文承洛阳拖拉机研究所邵卓荣高级工程师, 广东省农机研究所何宪章高级工程师、程立沂付所长和华南农业大学伍丕舜付教授、李英才付教授评阅, 并得到王前健讲师指教, 全部试验工作是在罗锡文、区颖刚同志全力协助下完成的, 本校农机系电子计算机室同志给予大力支持特此表示深切的谢意。

** 本文是张秦岭硕士论文的一部分, 导师是邵耀坚教授。

- i——滑转率
- θ ——轮叶转角
- β ——轮叶倾角

将上式对时间求导即得 C 点在 x、y 方向的分速度:

$$\begin{cases} v_x = r_0(1-i)\omega - r_0\omega\sin\theta + l\omega\sin(\theta-\beta) \\ v_y = r_0\omega\cos\theta - l\omega\cos(\theta-\beta) \end{cases} \dots\dots (2)$$

式中: ω ——叶转绕轴心转动角速度

若以 v_t 、 v_n 表示轮叶面 C 点切向速度和法向速度, 则有

$$\begin{cases} v_t = v_y\sin(\theta-\beta) + v_x\cos(\theta-\beta) \\ v_n = v_y\cos(\theta-\beta) - v_x\sin(\theta-\beta) \end{cases}$$

将式 (2) 代入上式, 即得

$$\begin{cases} v_t = r_0(1-i)\omega\cos(\theta-\beta) - r_0\omega\sin\beta \dots\dots\dots (3) \\ v_n = -r_0(1-i)\omega\sin(\theta-\beta) + (r_0\cos\beta-1)\omega \end{cases}$$

由式 (3) 可见, 轮叶面上各点具有不同的法向速度和相同的切向速度。当 $\theta > \beta$ 时, $dv_t/d\theta < 0$, 即 v_t 随 θ 的增大而减少, 若令 $v_t = 0$, 便得临界角

$$\theta_{cri} = \cos^{-1}\left(\frac{\sin\beta}{1-i}\right) + \beta \dots\dots\dots (4)$$

当 $\theta < \theta_{cri}$ 时, $v_t > 0$, 轮叶向前下方刺入土壤;
当 $\theta > \theta_{cri}$ 时, $v_t < 0$, 轮叶向后上方退出土壤。

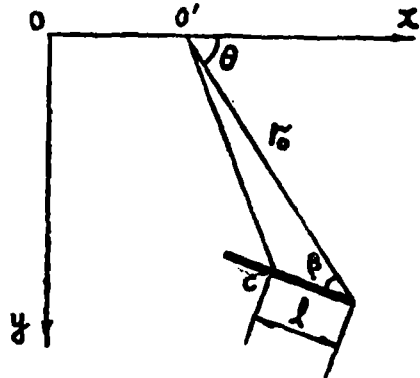


图 1

轮叶面的受力分析

在轮叶作用下, 土壤的流动和破坏状况是由轮叶的运动规律和土壤的力学性状所决定的。

轮叶刚入土时, 首先触及的是呈浆状流质的表层, 随后逐渐刺入土层, 使邻近土体受压变位产生滑移, 在纵向平面内产生前后不对称的两个滑动区。由于轮叶的压陷, 前方滑动区逐渐缩小、消失。轮叶在这一阶段主要以挤压方式作用于土壤, 其对土体的作用类似于连续减少顶角的三角形楔压入土体。

随着转角 θ 的增大, 轮叶主要运动方式逐渐转化为水平推移, 其对土体的作用方式也随之转化为水平剪切。当轮叶转至临界角 θ_{cri} 时, 轮叶面任一点的切向速度都为零, 随后轮叶在水平推移速度减少同时开始向上退出。

众所周知, 轮叶面上任一点的运动与同该点相接触的土壤粒子的运动是不一致的。L. L. Karafiath 曾假设: 与接触面相邻的土壤粒子的速度矢量与该点的第一主应力方

向一致，其速度的法向分量与相邻轮叶面的法向速度相等^[7]。若以 v 、 v^s 分别代表轮叶面上某点的速度和该点相邻的土壤粒子速度（图2）。据上述假设，在 $\theta < \theta_{cri}$ 时，某点土壤粒子的法向速度 v_n^s 与相邻轮叶上点的 v_n 相等，而切向速度 v_t 与 v_t^s 之差即为土壤粒子与轮叶面之间的相对滑动速度。由图可见此时具有正的摩擦角 $+\delta$ 和正的切向粘附力 $+a$ 。当 $\theta > \theta_{cri}$ 时，土壤与轮叶面间具有负的摩擦角 $-\delta$ 和负的切向粘附力 $-a$ 。

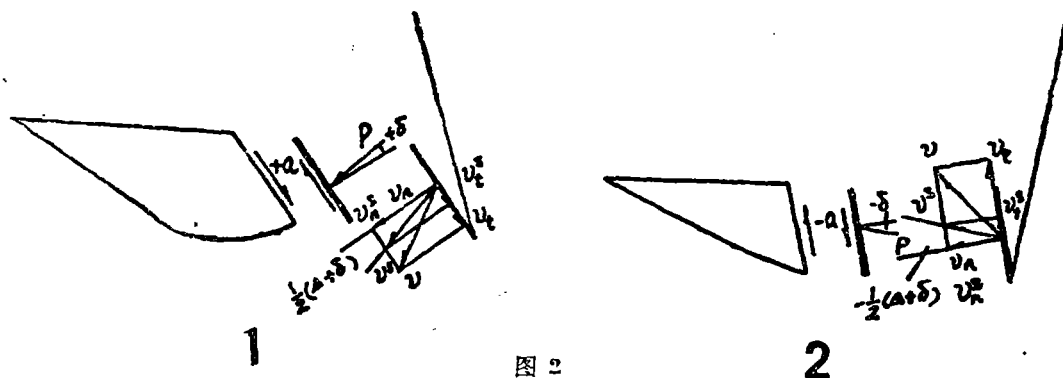


图 2

轮叶力的计算

在叶轮运动过程中，每一个轮叶与土壤相互作用的时间是相当短暂的，在这一瞬间土壤被挤压、剪切和破坏，与此同时土壤抗压、抗剪阻力反作用于轮叶，这就称为土壤反力或轮叶力。

计算土壤反力的理论基础是轮叶对土壤的作用方式以及土壤的应力—应变关系。D. R. P. Hettiaratchi和A. R. Reece (1974)^[5]根据塑性平衡微分方程的数值解提出单位宽度接触面被动土壤阻力 R ，可描述为：

$$R = f(c, \varphi, \gamma, \delta, a, Z, \alpha, q)$$

式中： c —土壤内聚力

γ —土壤容重

a —土壤—接触面外附力

α —接触面倾角

φ —土壤内摩擦角

δ —土壤—接触面外摩擦角

Z —接触面垂直深度

q —地表的超载

土壤反力 R ，可分为二部分：其一是“粘附”分量 $A = az \cos \alpha$ ；其二是“摩擦”分量 P ，该力矢量与接触面法线成 δ 角（图3）其值为：

$$P = \gamma Z^2 \bar{K}_\gamma + CZKca + qZKq - \gamma Z^2 KsC^{-s} \dots \dots \dots (5)$$

式中： \bar{K}_γ 、 Kca 、 Kg 、 Ks —分别为土壤阻力系数

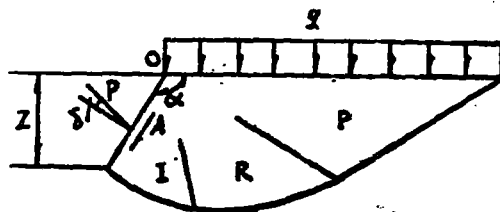


图 3

S—土壤尺度指数 (soil scale index), 其值等于 $(C+q)/rZ$ 。

据试算表明, 式(5)右边第四项完全可以忽略不计。式中其它各系数分别为:

$$Kca = (N^* - 1) \sec\delta \cos\epsilon \operatorname{ctg}\varphi \quad \dots\dots (6)$$

$$Kq = N^* \sec\delta \cos\epsilon \alpha \quad \dots\dots (7)$$

$$\bar{K}_r = 0.5K_g \quad \dots\dots (8)$$

N^* 按下表选定

α	δ	N^*
$\geq \alpha_d$	$\leq \varphi$	$N_1 \cdot N_2$
$\leq \alpha_d$	$< \varphi$	$N_1 \cdot N_3$

表中: $N_1 = \{ \cos\delta [\cos\delta + (\sin^2\varphi - \sin^2\delta)^{1/2}] \} / [1 - \sin\varphi] \quad \dots\dots (9)$

$$N_2 = \exp [(2\alpha + 2\mu - \pi) \operatorname{tg}\varphi] \quad \dots\dots (10)$$

$$N_3 = \{ [1 - \sin^2\varphi \sin^2(\alpha + \mu)]^{1/2} - \sin\varphi \cos(\alpha + \mu) \}^2 / \cos^2\varphi \quad \dots\dots (11)$$

$$\alpha_d = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2}(\Delta + \delta) \quad \dots\dots (12)$$

$$\Delta = \sin^{-1}(\sin\delta / \sin\varphi) \quad \dots\dots (13)$$

$$\mu = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \quad \dots\dots (14)$$

此外, 在轮叶作用下土体的破裂面是一个复杂的三维曲面, 在松软土壤情况下, 单位侧面积剪切阻力 τ_s 为^[1]:

$$\tau_s = \xi C \quad \dots\dots (15)$$

式中: $\xi = 2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) \quad (Z > \frac{B}{2})$

$$\xi = 1 \quad (Z \leq \frac{B}{2})$$

B—轮叶宽度

侧面积按对数螺旋线型破裂面计算。为了简化, 假设对数螺旋中心均在该位置接触面的上端(即奇异点), 则侧面积S为:

$$S = S_1 + S_2 \quad \dots\dots (16)$$

式中: $S_1 = 0.25L^2 \operatorname{ctg}\varphi \cdot (E - 1)$

$$S_2 = 0.5L^2 \cos\varphi \cdot E$$

L—该位置实际接触面长度

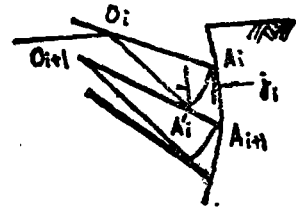
$$E = \exp \left[2 \left(\alpha + \frac{\varphi}{2} - \frac{\pi}{4} \right) \operatorname{tg}\varphi \right]$$

所以, 作用在轮叶上的侧面剪切阻力 P_s 为:

$$P_s = 2S \cdot \xi C \quad \dots\dots (17)$$

考虑到 P_s 主要与C有关, 故将其并入式(5)右边第二项。

根据上述方法计算的值是土体达到极限平衡状态的最大被动土壤阻力，即轮叶在该位置可能获得的最大轮叶力，作用在轮叶上实际土壤反力是土壤在轮叶作用下水平剪切位移量的函数。经测试试验用土壤的 $\tau(j)$ 曲线可用Z. Janosi公式描述，其水平剪切位移量可根据滑移线来确定（如图4所示）。



4图

综上所述，作用于单轮叶的土壤反力R为：

$$R = [P_2^2 + (BA)^2 + 2P_2 BA \sin \delta]^{1/2} [1 - \exp(-j/k)] \dots\dots(18)$$

式中： $P_2 = B(\gamma Z^2 K_\gamma + CZKca + qZkq) + P_s$

当转角为 θ 时，轮叶力的垂直分量和水平分量为：

$$\begin{cases} R_x = R \sin(\theta - \delta_r - \beta) \\ R_z = R \cos(\theta - \delta_r - \beta) \end{cases} \dots\dots(19)$$

式中： $\delta_r = \delta + \sin^{-1}(A \cos \delta / R_1)$

$$R_1 = (P^2 + A^2 + 2PA \sin \delta)^{1/2}$$

依上述各式可以编写计算机程序计算各种倾角轮叶在不同滑转率时的 R_x 、 R_z ，图5是预测值与实测值的比较。

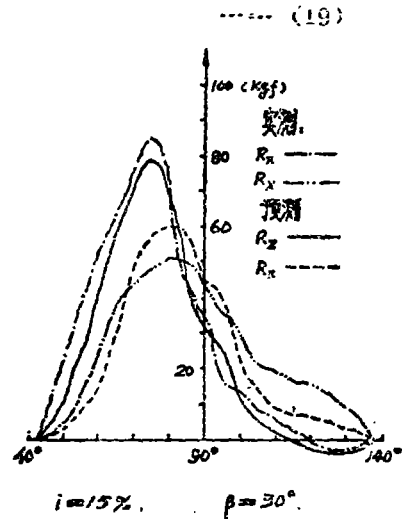


图5

轮叶动力性能分析

当轮叶在驱动力矩 $M(\theta)$ 作用下，匀速转动 $d\theta$ 角，其输入能量为 $M(\theta) d\theta$ ，该能量的一部分转化为有用功 $R_x(\theta) r d\theta$ ，另一部分为耗散能 E_i 。单轮叶的能量平衡方程式为：

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} M(\theta) d\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} R_x(\theta) r d\theta + E_i \dots\dots(20)$$

式中： θ_1 、 θ_2 ——轮叶入土角与出土角

r ——滚动半径

为了评价轮叶的性能，定义单轮叶的效率为土壤——轮叶相互作用过程中输入能量与输出能量之比，即：

$$\eta = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} R_x(\theta) r d\theta}{\int_{\theta_1}^{\theta_2} M(\theta) d\theta} \dots\dots(21)$$

它反映了土壤——轮叶系统的能量分配关系，它是轮叶几何形状参数、土壤力学性状和工作状态的函数，同时也是轮叶几何形状参数优化问题的目标函数。

若轮叶自入土至出土，驱动轴轴心前进距离为 S_r ，

$$S_r = r_o (1 - i) (\theta_2 - \theta_1) \dots\dots (22)$$

在式 (20) 两边除以 S_r , 得

$$\frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{M(\theta) d\theta}{S_r} = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{R_x(\theta) r d\theta}{S_r} + \frac{E_1}{S_r} \dots\dots (23)$$

显然, 上式的每一项都具有力的量纲, 于是可定义单轮叶的平均推进力 H_a 、平均牵引力 P_a 和平均运动阻力 f_a 为:

$$H_a = \frac{1}{S_r} \int_{\theta_1}^{\theta_2} M(\theta) d\theta \dots\dots (24)$$

$$P_a = \frac{1}{S_r} \int_{\theta_1}^{\theta_2} R_x(\theta) r d\theta = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} R_x(\theta) d\theta \dots\dots (25)$$

$$f_a = H_a - P_a \dots\dots (26)$$

类似地还可以定义单轮叶平均支承力 W_a 为:

$$W_a = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} R_z(\theta) d\theta \dots\dots (27)$$

图 6 是根据实测的土壤反力, 按式 (21)、(25)、(27) 计算的 P_a 、 W_a 、 η 和 β 之间关系曲线。由图可见, 各种倾角的轮叶其 P_a 和 W_a 都随滑转的增大而增大, 在相同滑转率情况, W_a 随轮叶倾角增大而增大, 而 P_a 却随轮叶倾角增大而减少, 各种倾角轮叶的效率随滑转率的增大而降低, 在同一滑转率下, 轮叶效率随倾角减少而提高。

叶轮总是在一定轴载荷下工作的。现假设要求每种倾角轮叶产生 30kgf 平均支承力, 在图中通过 $W_a = 30\text{kgf}$ 点作一水平线 ABCD, 由图表明在同一沉陷 ($= 138\text{mm}$) 情况下, $\beta = 15^\circ$ 的轮叶其滑转率约为 32%, 而 $\beta = 27^\circ$ 轮叶的滑转率为 15%, $\beta = 30^\circ$ 和 $\beta = 35^\circ$ 的轮叶分别约为 13%, 10%。通过 A、B、C、D 点向上作垂线交于不同滑转率的 $\eta \sim \beta$ 曲线的 A'、B'、C' 和 D' 点, 曲线 A'B'C'D' 即为该条件下轮叶倾角~轮叶效率曲线。由该曲线可见倾角约为 28° 的轮叶效率达最大值, 其相应滑转率约为 14%。

根据上节的轮叶力计算公式和本节动力性能分析方法, 可按图 (7) 程序框图对轮叶动力性能作理论预测。

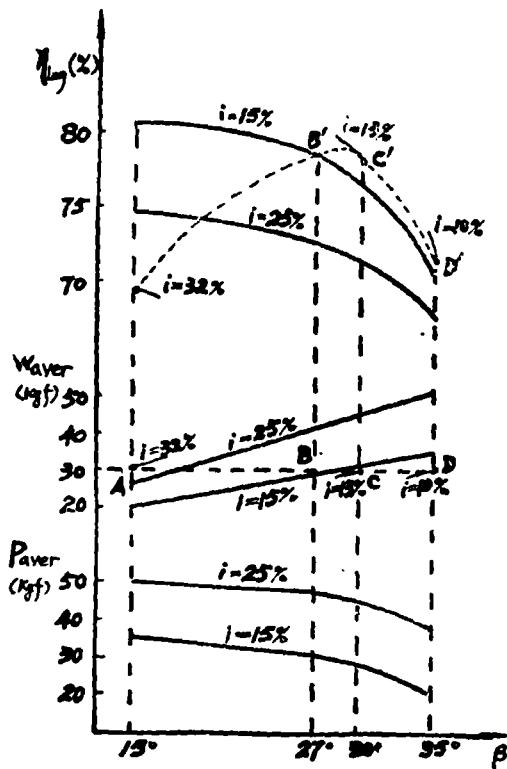


图 6

试验的设备和方法

(一) 试验设备

所有试验都在本校农机系室内土槽中进行。土槽中上层土壤取自多年种植水稻的试验田，土壤粒度级配良好。

试验用平面型轮叶（无前工作面）的长为120mm、宽为200mm，轮叶驱动面倾角 $3^{\circ} \sim 50^{\circ}$ 连续可调，轮叶迴转半径可调范围为350mm ~ 450mm。轮叶与驱动轴之间装有八角形传感器，可以直接测量土壤反力的径向分量和切向分量（图8）。轮叶组合件安装在试验台车的驱动架上（图9），需测的力学量均由记录仪记录。

(二) 试验方法

为了测量各种倾角的轮叶在不同滑转率下的土

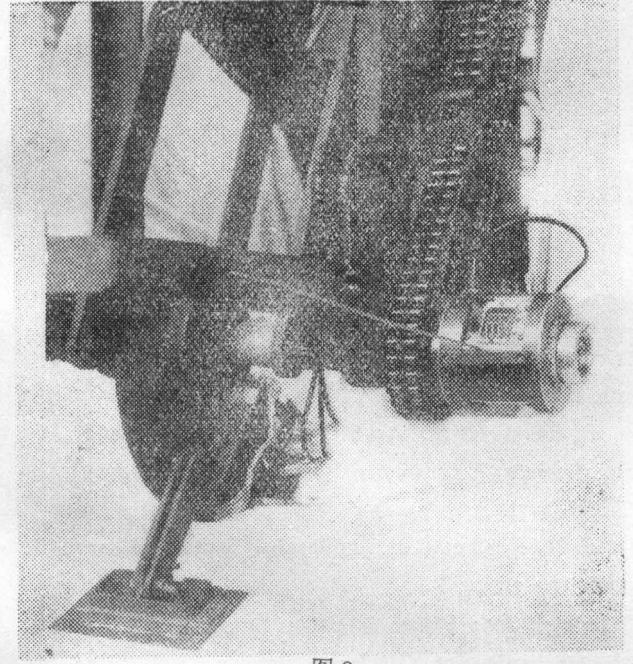


图9

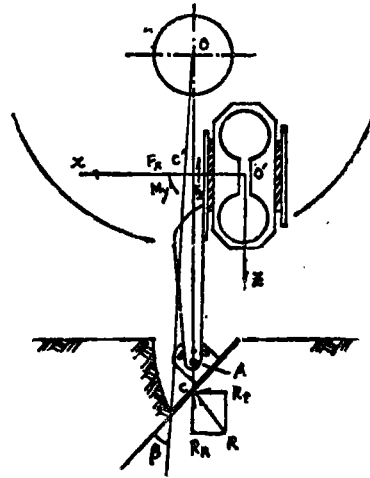
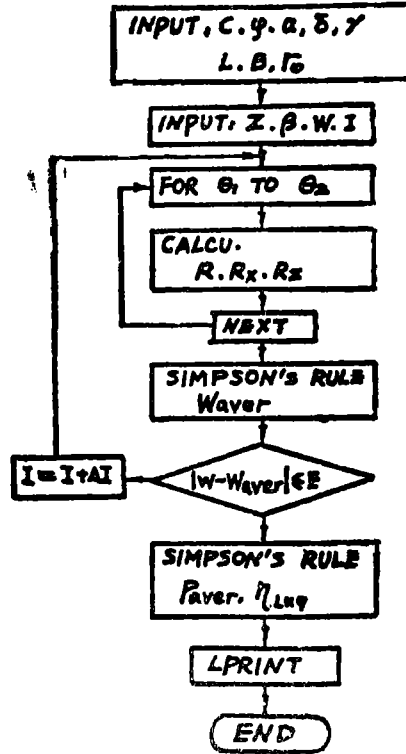


图8

壤反力，设计了四种倾角($15^{\circ}, 27^{\circ}, 30^{\circ}, 35^{\circ}$)与三种滑转率(15%, 25%, 40%)组合试验。每次试验中轮叶的转速与沉陷均为常数。

试验按滑转率分组进行，在每一组试验之前均进行土壤参数的测定，测量仪器全部采用已定型的国产水田土壤参数测定仪。据实测，试验用土壤的 ϕ 值变化很小，可以认作常量，但C值随深度增加而明显增大。土壤的 $\tau(j)$ 曲线为渐近线型，剪切模量K值采用

Adams建议的方法利用整个范围的 $\tau(j)$ 曲线确定。

试验用土壤主要参数测定值

样本深度 (cm)	含水量 (%)	容重 (克/cm ³)	内摩擦角 (°)	内聚力 (Kgf/cm ²)
3	40.76	1.693	11.0	0.050
8	35.36	1.746	11.8	0.198
13	32.73	1.798	12.3	0.256

结 论

(一) 按D. R. P. Hettiaratchi和A. R. Reece(1974)提出的公式和本文提出的方法估算作用在平面型单轮叶上的土壤反力是合适的。

(二) 轮叶的动力性能可根据土壤—轮叶相互作用过程中能量分配关系进行分析, 本文定义的诸性能参数其物理意义明确, 理论分析方便。

(三) 本文提出的轮叶动力性能预测方法是可行的, 实测资料的分析结果与有关文献的结论是十分一致的。

(四) 尚需进一步试验验证有关的结论。

参 考 文 献

- [1] 王瑞麟、张贞良、喻谷源, 土槽中剪切元件的试验和剪应力计算, 《农业机械学报》10(4)1979: 24—41.
- [2] D. Gee-Clough, W. Chanacellor: Pull and Lift Characteristics of Single Lugs on Rigid Wheels in Wet Rice soils. Trans. of the ASAE, Vol. 19 No. 3, 1976.
- [3] D. Gee-Clough: A Method for Calculating the Forces Produced by Open, Lugged Wheels. Proceeding 6th Int. Conf. ISTVS pp707-733, 1978.
- [4] D. Gee-Clough, S. Aggarwal, M. L. Jayasundera, A. Singh, V. M. Tiangco N. G. Shah, Recent Research into Vehicle Performance in Wetland Condition. Proceeding 7th Int. Conf. ISTVS pp205-237, 1981.
- [5] D. P. R. Hettiarachi, A. R. Reece, The calculation of Passive Soil Resistance. Geotechnique Vol. 24 No. 3 pp289-310, 1974.
- [6] J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicle. Johe Wiley & Sons, Inc. 1978.
- [7] L.L. Karafiath, E.A. Nowatzki, Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering. Trans. Tech. Publications 1978.
- [8] T. W. Lambe, R. V. Whitman, Soil Mechanics, SI Version. John Wiley & Sons, 1979.
- [9] Yao-Jian Shao, Advanced Analysis on the Design of geometrical Parameters of the Blade-Lug for the Paddy-Field wheel Tractor, Proceedings 7th Int. Conf. ISTVS pp1509-1570, 1981.

THE ANALYSIS ON THE DYNAMIC PERFORMANCE
OF A SINGLE BLADE-LUG

Zhang Tailing Shao Yaojian

(Department of Agricultural Machinery)

ABSTRACT

The lug of a rigid lugged wheel for the paddy-field tractor is the basic element of the machine. The lug angle has significant effect on the tractive performance of a rigid lugged wheel in wet rice field.

This paper analyses the interaction process between lug and soil. A calculating method of the soil reaction on a single blade-lug based on the equation of passive pressure in two-dimensional soil failure is presented. It is shown that there is a good agreement between the measured and predicted pull and lift forces developed by a single blade-lug within test range. Based on the law of conservation of energy, the dynamic performance of a lug is predicted according to energy distribution under lug-soil interaction, and a computer program is developed.