第16卷第2期　　西北农业大学学报　　Vol.16,No.2
1988年6月　　Acta Univ.Septentrionali Occident.Agric.　　Ju.,1988

悬挂犁机组的空间力学模型

郝　培　业

（西北农业大学农机系）

摘　　要

本文从悬挂犁机组系统为空间超静定力学系统，悬挂机构为空间机构这一基本事实出发，利用普遍静力学方程为基本方程并和协调方程、相关方程联立，建立了悬挂犁机组的空间静力学模型。

关键词：空间RSSR机构；超静定；拖拉机悬挂机构

拖拉机——悬挂犁机组优化设计的思想，应是在追求最大限度地提高机组生产效率，降低能耗的前题下获得机组的最佳配套。解决上述问题的关键就在于建立合理的机组系统力分析模型。国内外现行力分析模型的本质是将系统在工作位置时分别投影到两个互相垂直的坐标平面内，从而将系统的悬挂机构转化成两个平面投影机构，然后，再按照平面静力学分析方法讨论系统的平衡特征[1]。

上述方法应用于作图分析，比较直观、方便；但如直接用于优化设计，则显得太粗糙。主要原因是：在理论上，它没有充分反映悬挂机构是空间机构，机组系统是超静定系统这一基本事实。因此，有必要发展一种新的、比较符合实际的模型，为机组配套优化设计创造条件。

本文目的就在于进行这种新模型的尝试。

1　位置函数

在建立系统的力分析模型之前，需要先给出几个基本假定：

①机组在运行过程中速度是均匀的；

②同一地块，土壤质地是均匀的；相同工况的作业条件下，作用在机组上各处的外力是恒定的；

③忽略下拉杆拉链对机构运动的影响。

可见上述假定比图解方法要宽得多，事实上等于认定系统工作状态下处于静力学平衡状态。故由普遍静力学方程[2]：

$$Q_j=\sum_{i=1}^{n}F_i\frac{\partial r_i}{\partial g_j}=\sum_{i=1}^{n}\left(X_i\frac{\partial X_i}{\partial q_j}+Y_i\frac{\partial Y_i}{\partial q_j}+Z_i\frac{\partial Z_i}{\partial q_j}\right)=0 \qquad (1)$$

$j=1,2,3\cdots\cdots m$

因此，分析问题的步骤应是：

（1）考虑系统的自由度，合理地选择广义坐标；

本文于1987年1月8日收到。

（2）建立机组上任一点的坐标表达式并求其相应变分；

（3）配合其它协调方程和相关方程建立平衡方程组；

（4）讨论机组在各种状态（高度调节，力调节等）下的方程组解法；

（5）建立机组配套优化设计目标函数。

1.1 广义坐标

悬挂犁相对拖拉机的自由度就是悬挂机构的自由度，如图1。

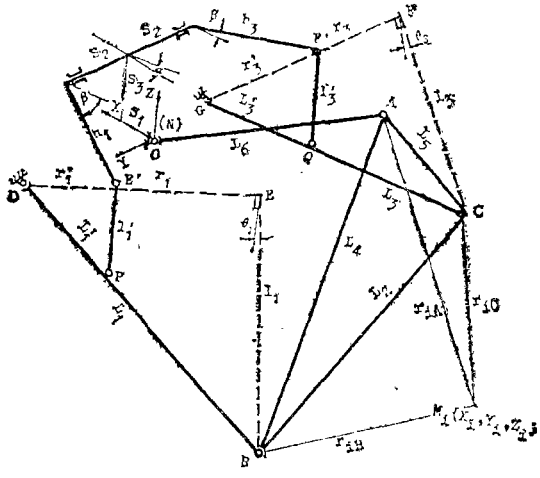

图1 悬挂犁机构

由空间机构自由度计算公式：

$$W = 6n + \sum_{i=1}^{s} i \cdot P_i \qquad (2)$$

针对悬挂机构的具体情况，$n=7$，$P_3=10$，$P_5=1$，$P_1=P_2=P_4=0$

故：$W=7$

因为上下拉杆，左右吊杆两端均简化为球铰，故增加了5个局部自由度，实际自由度数目为2。

既然如此，就可以用两个广义坐标来描述悬挂犁相对拖拉机的运动，本系统中取转臂平面绕转轴的转角α和左吊杆与左下拉杆所在平面绕ED转角θ_1为广义坐标。

1.2 位置函数

以上拉杆固定支座N为相对坐标系原点，机组前进方向为x轴正向，y轴平行於机车后轴指向未耕地，建立如图所示坐标系，那么，

（1），E′，F′坐标可写成：

$$\begin{cases} X_{E'} = s_1 - h_1\cos\beta\cos\alpha \\ Y_{E'} = s_2 + h_1\sin\beta \\ Z_{E'} = s_3 + h_1\cos\beta\sin\alpha \end{cases} \qquad (3)$$

$$\begin{cases} X_{F'} = s_1 - h_1\cos\beta\cos\alpha \\ Y_{F'} = -(s_2 + h_3\sin\beta) \\ Z_{F'} = s_3 + h_3\cos\beta\sin\alpha \end{cases} \qquad (4)$$

（2），E，F坐标可写成：

$$\begin{cases} X_E = \dfrac{X_D + \lambda_1 X_{E'}}{1+\lambda_1} \\ Y_E = \dfrac{Y_D + \lambda_1 Y_{E'}}{1+\lambda_1} \\ Z_E = \dfrac{Z_D + \lambda_1 Z_{E'}}{1+\lambda_1} \end{cases} \qquad (5)$$

$$\begin{cases} X_F = \dfrac{X_G + \lambda_3 X_{F'}}{1+\lambda_3} \\ Y_F = \dfrac{Y_G + \lambda_3 Y_{F'}}{1+\lambda_3} \\ Z_F = \dfrac{Z_G + \lambda_3 Z_{F'}}{1+\lambda_3} \end{cases} \qquad (6)$$

其中

$$\lambda_1 = \frac{\gamma_1}{\gamma_1' - \gamma_1} \qquad (7) \qquad \lambda_3 = \frac{\gamma_3}{\gamma_3' - \gamma_3} \qquad (8)$$

$$(\gamma_1')^2 = (X_{E'} - X_D)^2 + (Y_{E'} - Y_D)^2 + (Z_{E'} - Z_D)^2 \qquad (9)$$

$$(\gamma_3')^2 = (X_{F'} - X_G)^2 + (Y_{F'} - Y_G^2 + (Z_{F'} - Z_G)^2 \qquad (10)$$

$$\cos\xi_1 = \frac{(\gamma_1')^2 + (L_1')^2 - (l_1')^2}{2\gamma_1' L_1'} \tag{11}$$

$$\cos\xi_3 = \frac{(\gamma_3')^2 + (L_3')^2 - (l_3')^2}{2\gamma_3' L_3'} \tag{12}$$

$\gamma_1 = L_1\cos\xi_1$　(13)　　$\gamma_3 = L_3\cos\xi_3$　(14)

（3）B点坐标可表达为：

$$\begin{cases} X_B = X_E + l_1\sin\Phi_1\sin\theta_1 - l_1\cos\eta_1\cos\Phi_1\cos\theta_1 \\ Y_B = Y_E + l_1\cos\Phi_1\sin\theta_1 + l_1\cos\eta_1\sin\Phi_1\cos\theta_1 \\ Z_B = Z_E - l_1\sin\eta_1\cos\theta_1 \end{cases} \tag{15}$$

式中：Φ_1为DE在XOY平面内投影与X轴反向夹角，η_1为DE与乙轴正向夹角，如图2，显然：

$$\mathrm{tg}\Phi_1 = \frac{Y_E' - Y_D}{X_D - X_E'} \tag{16}$$

$$\cos\eta_1 = \frac{Z_E - Z_D}{\gamma_1'} \tag{17}$$

$l_1 = L_1\sin\xi_1$　(18)

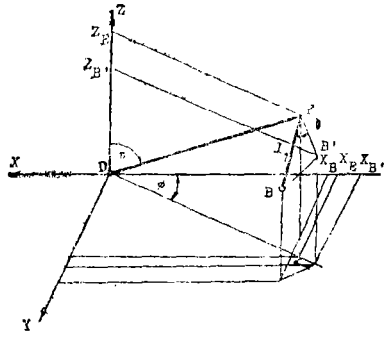

图2

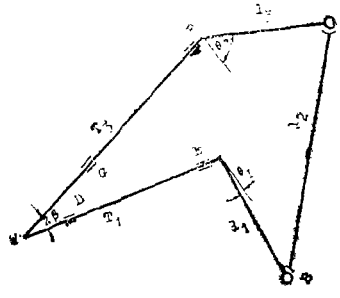

图3　RSSR机构

（4）C点坐标可写成：

$$\begin{cases} X_C = X_F + l_3\sin\Phi_3\sin\theta_3 - l_3\cos\eta_3\cos\Phi_3\cos\theta_3 \\ Y_C = Y_F - l_3\cos\Phi_3\sin\theta_3 - l_3\cos\eta_3\sin\Phi_3\cos\theta_3 \\ Z_C = Z_F - l_3\sin\eta_3\cos\theta_3 \end{cases} \tag{19}$$

式中，θ_3是左吊杆与左下拉杆所在平面绕FG轴的转角，Φ_3为GF所在水平面内投影与X轴反向夹角，η_3为GF和Z轴正向夹角，且：

$$\mathrm{tg}\Phi_3 = \frac{Y_G - Y_F'}{X_G - X_F'} \tag{20}$$

$$\cos\eta_3 = \frac{Z_F' - Z_G}{\gamma_3'} \tag{21}$$

$l_3 = L_3\sin\xi_3$　(22)

θ_3不是独立变量，而是由θ_1决定的。

从上分析可见，对于某一确定的α，E′，F′都有确定的位置，l_1，l_3就有确定的数值，l_1，l_2，l_3连同机架组成空间RSSR四杆机构，如图3。

延长ED，FG交于W，交角$2\beta_0$。且令

$EW = T_1$，$FW = T_2$，以l_1为主动件，l_3为从动件，θ_2，θ_4分别是EB，FC与$\overrightarrow{GF}\times\overrightarrow{DE} = \overrightarrow{X}_2$之间的夹角，则有关系[3]：

$$\theta_4 = 2\mathrm{arctg}\frac{\sqrt{A^2+B^2+C^2}+A}{B+C} \tag{23}$$

其中

$$\begin{cases} A = -\cos 2\beta_0 \sin\theta_2 - T_1 \sin 2\beta_0 / \ _1 \\ B = \cos\theta_2 \\ C = \dfrac{\ell_1^2 + \ _3^2 - \ _2^2 + T_1^2 + T_3^2 - 2T_1T_3\cos 2\beta_0}{2\ell_1\ell_3} + \dfrac{T_3 \sin 2\beta_0 \sin\theta_2}{\ell_3} \end{cases} \tag{24}$$

而

$$\begin{cases} T_1 = \gamma_1 + Y_D/\sin\beta_0 \\ T_3 = \gamma_3 + Y_G/\sin\beta_0 \\ \sin\beta_0 = (Y_{E'} - Y_D)/\gamma_1' \end{cases} \tag{25}$$

又因为

$$\overrightarrow{GF} \times \overrightarrow{DE} = Pi + qj + Rk$$

$$P = \begin{vmatrix} Y_F - Y_G & Z_F - Z_G \\ Y_E - Y_D & Z_E - Z_D \end{vmatrix}; \qquad q = \begin{vmatrix} Z_F - Z_G & X_F - X_G \\ Z_E - Z_D & X_E - X_D \end{vmatrix};$$

$$R = \begin{vmatrix} X_F - X_G & Y_F - Y_G \\ X_E - X_D & Y_E - Y_D \end{vmatrix}. \tag{26}$$

故有

$$\theta_2 = \arccos\frac{(X_B - X_E)P + (Y_B - Y_E)q + (Z_B - Z_E)R}{\ell_1\sqrt{P^2+q^2+R^2}} \tag{27}$$

且由对称性得：

$$\theta_3 = \theta_4 - (\theta_2 - \theta_1) \tag{28}$$

（5）A点坐标表达式

A点坐标是下列非线性方程组的解：

$$\begin{cases} X_AX_B + Y_AY_B + Z_AZ_B = (R_A^2 + R_B^2 - L_4^2)/2 \\ X_AX_C + Y_AY_C + Z_AZ_C = (R_A^2 + R_C^2 - L_5^2)/2 \\ X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2 = R_A^2 \end{cases} \tag{29}$$

式中：R_A，R_B，R_C分别是坐标原点至A，B，C三点之距离，B，C坐标确定后，三者皆有确定的数值。

（6）悬挂犁上任一点M_i的坐标表达式

A，B，C为悬挂机构三个悬挂点，为满足农艺要求，事先确定了拖拉机—悬挂犁工作状态下的相对位置后，三点至犁上任一点都有确定的距离，以γ_{iA}，γ_{iB}，γ_{iC}表示。那么，当广义坐标变化时，M_i的坐标是下述非线性方程组的解。

$$\begin{cases} X_iX_A + Y_iY_A + Z_iZ_A = (R^2 + R_A^2 - \gamma_{iA}^2)/2 \\ X_iX_B + Y_iY_B + Z_iZ_B = (R^2 + R_B^2 - \gamma_{iB}^2)/2 \\ X_iX_C + Y_iY_C + Z_iZ_C = (R^2 + R_C^2 - \gamma_{iC}^2)/2 \\ X_i^2 + Y_i^2 + Z_i^2 = R^2 \end{cases} \tag{30}$$

这样就建立了位置函数$M_i = F(\alpha, \theta_1)$。

2　机组的空间力学模

2.1　基本方程

如果犁上某点M_i处作用有已知主动力P_i，犁侧板上土壤约束反力N_{jx}，N_{jy}和犁轮上反力N_{LX}，N_{LZ}未知，那么由（1），机组处于静力平衡状态时广义力：

$$\begin{cases} Q\alpha = \sum_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial \alpha} + P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial \alpha} + P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial \alpha}\right) + \sum_{j=1}^{m}\left(N_{jx}\frac{\partial X_i}{\partial \alpha} + N_{jy}\frac{\partial Y_j}{\partial \alpha}\right. \\ \quad + \left(N_{Lx}\frac{\partial X_L}{\partial \alpha} + N_{LZ}\frac{\partial Z_L}{\alpha}\right) = 0 \\ Q\theta_1 = \sum_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial \theta_1} + P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial \theta_1} + P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial \theta_1}\right) + \sum_{j=1}^{m}\left(N_{jx}\frac{\partial X_j}{\partial \theta_1} + N_{jy}\frac{\partial Y_i}{\partial \theta_1}\right. \\ \quad + \left(N_{LX}\frac{\partial X_L}{\partial \theta_1} + N_{LZ}\frac{\partial Z_L}{\partial \theta_1}\right) = 0 \end{cases} \tag{31}$$

式中，对任一给定的α_K，θ_{1k}，有

$$\begin{cases} \left(\frac{\partial V}{\partial \alpha}\right)_{\alpha=\alpha_K} \doteq \frac{1}{2h}\left[V(\alpha_{K+1}) - V(\alpha_{K-1})\right] \\ \left(\frac{\partial V}{\partial \theta_1}\right)_{\theta_1=\theta_{1K}} \doteq \frac{1}{2h}\left[V(\theta_{1,K+1}) - V(\theta_{1,K-1})\right] \end{cases} \tag{32}$$

V表示X，Y，Z；h表示步长。

式（30）中共有2m＋2个未知数，故欲使方程可解，还须2m个辅助方程。

2.2　协调方程

由土壤均匀性假定和侧板垂直方向土壤变形实际是小变形，认为侧板反力与该方向土壤变形呈线性关系，故有协调方程

$$N(_{j-1})_y : N_{jy} : N(_{j+1})_y$$
$$= \left(\frac{\partial Y_{j-1}}{\partial \alpha} + \frac{\partial Y_{j-1}}{\partial \theta_1}\right) : \left(\frac{\partial Y_j}{\partial \alpha} + \frac{\partial Y_j}{\partial \theta_1}\right) : \left(\frac{\partial Y_{j+1}}{\partial \alpha} + \frac{\partial Y_{j+1}}{\partial \theta_1}\right) \tag{33}$$

上式包括m－1个独立方程。

2.3　相关方程

土壤在X向约束反力和其它方向约束反力是相关的，犁侧板上有

$$N_{jx} = f_1 \cdot N_{1y} \tag{34}$$

f_1是滑动摩擦系数，（33）中共有m个独立方程。犁轮上有：

$$N_{LX} = \varphi \cdot N_{LZ} \tag{35}$$

也是独立的；方程（30），（32），（33），（34）共有2m＋2个独立方程，故可联立上述方程求解未知力。

2.4　悬挂犁的土壤约束解法

将（33）、（34）、（32）代入基本方程（30）中，对任一侧板的N_{ky}，犁轮N_{LZ}，可由下列方程组解得

$$
\begin{cases}
N_{ky}\left[\left(f_k\frac{\partial X_k}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_k}{\partial\alpha}\right)+\sum\limits_{j=1,j\neq k}^{m}\frac{\frac{\partial Y_j}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}}{\frac{\partial Y_k}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}}\left(f_j\frac{\partial X_j}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_j}{\partial\alpha}\right)\right] \\
+N_{LZ}\left(\varphi\frac{\partial X_L}{\partial\alpha}+\frac{\partial Z_L}{\partial\alpha}\right)+\sum\limits_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial\alpha}+P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial\alpha}+P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial\alpha}\right)=0 \quad (36) \\
N_{ky}\left[\left(f_k\frac{\partial X_k}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}\right)+\sum\limits_{j=1,j\neq k}^{m}\frac{\frac{\partial Y_j}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}}{\frac{\partial Y_k}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}}\left(f_j\frac{\partial X_j}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}\right)\right] \\
+N_{LZ}\left(\varphi\frac{\partial X_L}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Z_L}{\partial\theta_1}\right)+\sum\limits_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial\theta_1}+P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial\theta_1}+P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial\theta_1}\right)=0
\end{cases}
$$

解得的任一N_{ky}（K＝1，2……m）和N_{LZ}回代协调方程和相关方程，其它未知反力均可解。如是，悬挂犁在前进方向摩擦总阻力可由

$$R_X=\sum_{j=1}^{m}N_{jX}+N_{LX} \tag{37}$$

表示。

机组在不同工作状态下土壤约束反力解法略有不同，高度调节时即（35），力调节时$N_{LZ}=N_{LX}=0$，但增加了一个油缸约束反力P_H。如果令$\cos\alpha_H$，$\cos\beta_H$，$\cos\gamma_H$为力调节油缸活塞杆方向数，X_H，Y_H，Z_H为P_H作用点之位置函数，则（35）写成：

$$
\begin{cases}
N_{ky}\left[\left(f_k\frac{\partial X_k}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_k}{\partial\alpha}\right)+\sum\limits_{j=1,j\neq k}^{m}\frac{\frac{\partial Y_j}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}}{\frac{\partial Y_k}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}}\left(f_j\frac{\partial X_j}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_j}{\partial\alpha}\right)\right] \\
+P_H\cos\alpha_H\frac{\partial X_H}{\partial\alpha}+P_H\cos\beta_H\frac{\partial Y_H}{\partial\alpha}+P_H\cos\gamma_H\frac{\partial Z_H}{\partial\alpha} \\
+\sum\limits_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial\alpha}+P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial\alpha}+P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial\alpha}\right)=0 \\
N_{ky}\left[\left(f_k\frac{\partial X_k}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}\right)+\sum\limits_{j=1,j\neq k}^{m}\frac{\frac{\partial Y_j}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}}{\frac{\partial Y_k}{\partial\alpha}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}}\left(f_j\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}\right)\right] \\
+P_H\cos\alpha_H\frac{\partial X_H}{\partial\theta_1}+P_H\cos\beta_H\frac{\partial Y_H}{\partial\theta_1}+P_H\cos\gamma_H\frac{\partial Z_H}{\partial\theta_1} \\
+\sum\limits_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial\theta_1}+P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial\theta_1}+P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial\theta_1}\right)=0 \quad (38)
\end{cases}
$$

可解N_{ky}和P_H（K＝1，2……m）。

位调节时，因为油腔封死，α为常数，式中所有关于α的变分均为零，且活塞杆压力已作为内力处理，故（35）写成：

$$N_{ky}\left[\left(f_k\frac{\partial X_k}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}\right)+\sum_{j\neq 1,j\neq k}^{m}\frac{\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}}{\frac{\partial Y_k}{\partial\theta_1}}\left(f_j\frac{\partial X_j}{\partial\theta_1}+\frac{\partial Y_j}{\partial\theta_1}\right)\right]$$

$$+\sum_{i=1}^{n}\left(P_{ix}\frac{\partial X_i}{\partial\theta_1}+P_{iy}\frac{\partial Y_i}{\partial\theta_1}+P_{iz}\frac{\partial Z_i}{\partial\theta_1}\right)=0 \qquad (39)$$

直接可得N_{ky}（K＝1，2……m）

2.5　拖拉机各轮垂直载荷变化

犁上外载和约束反力的非对称性导致了拖拉机上各轮垂直载荷变化各不相同，由于拖拉机后轿通过差速装置传递动力，这种不同所带来的对输出牵引力和偏转力矩的影响有时候就不能忽略，而空间力分析模型提供了进行上述计标的可能。如图4，犁上任一点M_i处有作用力F（包括外载和反力），则前，后、左、右各轮垂直载荷变化为：

$$\begin{cases}\Delta Q_q=\dfrac{\sum_{i=1}^{m+n+1}\left[F_{ix}(Z_i+Z_H)+F_{iz}(X_i+X_H)\right]}{L_H}\\[2ex]\Delta Q_H=\dfrac{-\sum_{i=1}^{m+n+1}\left[F_{ix}+(Z_i+Z_H)+F_{iz}(X_i+X_H+L_H)\right]}{L_H}\\[2ex]\Delta Q_z=\dfrac{\sum_{i=1}^{m+n+1}\left[F_{iy}(Z_i+Z_H)+F_{iz}(Y_i+Y_H)\right]}{L_q}\\[2ex]\Delta Q_u=\dfrac{-\sum_{i=1}^{m+n+1}\left[F_{iY}(Z_i+Z_H)+F_{iZ}(L_q-Y_i-Y_H)\right]}{L_q}\end{cases} \qquad (39)$$

力，位调节时犁上作用力点数为m＋n。

如令Q_{qz}，Q_{qu}，Q_{Hz}，Q_{Hu}分别为前左，前右，后左，后右轮垂直荷变化。显然，

$$\begin{cases}\Delta Q_q=+\Delta Q_{qz}+\Delta Q_{qu}\\ \Delta Q_H=+\Delta Q_{Hz}+\Delta Q_{Hu}\\ \Delta Q_u=+\Delta Q_{qu}+\Delta Q_{Hu}\\ \Delta Q_z=+\Delta Q_{qz}+\Delta Q_{Hz}\end{cases} \qquad (40)$$

实际上，上述方程组只有三个独立方程，当然不足以解四个未知数。不过，由于仿形的需要，拖拉机前轴一般用铰链与机体连接。

因此　$\Delta Q_{qz}=\Delta Q_{qu}$

就是，（13）可解。

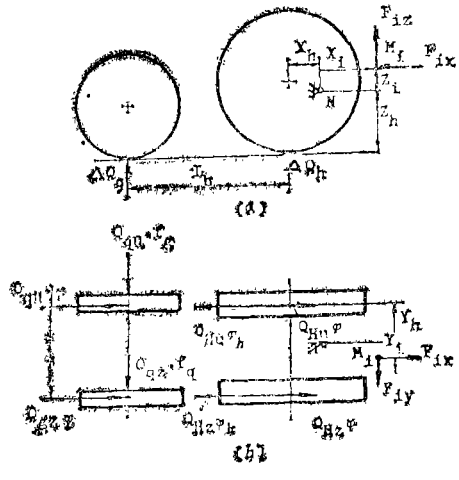

图　4

2.6 机组配套优化设计的目标函数

如果拖拉机动力允许，输出牵引力一般为

$$P_t = Q_H \varphi_H \tag{41}$$

如果考虑两右轮增重不同，那么，输出牵引力应当由增重较少的一个决定。

机组前进方向总阻力

$$R_t = \sum_{i=1}^{m} N_{ix} + N_{Lx} + (Q_q + Q_H)\varphi \tag{42}$$

式中：φ_H——土壤附着系数；φ——滚动阻力系数，且当力、位调节时，$N_{Lx} = 0$

优化目标应使输出牵引力尽可能大而总阻力尽可能小（在规定的约束范围内），故目标函数具有下述形式：

$$F(X) = R_t - P_t \tag{43}$$

式中：X为一组设计变量。

3 计算实例

在上述力分析模型的基础上，利用悬挂犁机构优化设计方法和编制计算程序分别对铁牛-55配套1L-330机组（高度调节）和丰收-35配套双铧犁机组（力调节）进行优化设计，取得了满意的结果。由于本文只涉及力分析模型。故在此仅给出了两种机型在不同工况、不同载荷下的初值计算结果，见表1。

几点说明

1） 表中所列出的参数即对两种机型进行初步优化设计时所采用的设计变量初值，它们基本上与现行工作状态下所采用的参数相吻合。而其它计算中所涉及的参数一律按手册标准或实测值按常量处理(表中未列)。

2） 两种机型的重心皆采用称重法确定，单犁体外载采用作者提出的“三力三分点”表示法。

3） 计算输出牵引力的公式用(41)式。

4 结 论

（1）采用常规假定，应用普遍静力学方程来讨论悬挂犁机组的空间受力状态，理论上是可行的，与过去的平面力学模型相比，空间力分析模型更符合悬挂机构为空间机构，机组力学系统为超静定力学系统这一基本事实。

（2）原则上，模型中所有输入参数均可作为变量处理，这在很大程度上避免了由于人为因素失去主要参数的可能性。而模型本身可获得最大可能输出牵引力和总阻力，又为多方案比较确定了明确的定量指标，故该模型是对机组进行多变量，大规模优化设计的理论基础。

（3）从建模的过程可见，该模型的建立符合典型分析规程，如果改变工作部件外载和土壤约束形式，求解过程完全相同。故对于其它悬挂农具原则上完全适用。这就使它具有一定普遍意义，其应用具有广阔前景。

表1　计算结果　　mm，kgm，kg

参数		铁牛—55配套1L—330 高度调节					丰收—35配套双铧犁 位调节			位调节		
土壤状态	比值	0.33	0.33	0.33	0.5	0.5	0.387	0.387	0.387	0.5	0.5	0.5
工况	耕深	200	200	240	200	200	200	200	200	200	200	200
犁铧状况	β_0	0	3°	10°	8°	15°	3°	8°	15°	3°	8°	15°
输入变量初值	左吊杆长 L_1	480	480	505	505	505	686	686	686	686	686	686
	右吊杆长 L_2	453	453	473	473	473	710	700	710	700	700	700
	上拉杆长 L_6	575	575	575	575	575	660	700	660	700	700	700
	下悬挂点距离 L_2	792	792	792	792	792	700	700	700	730	730	730
	左、上悬挂点距离 L_4	785	785	785	785	785	600	600	600	600	600	600
	右、上悬挂点距离 L_5	755	755	755	755	755	600	600	600	600	600	600
	广义坐标 α	−0.21	−0.21	−0.39	−0.31	−0.39	0	0	0	0.17	0	0
	广义坐标 θ	−0.15	−0.15	−0.17	−0.15	−0.15	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39
部分输出结果	第一侧板反力 Ny_1	−79.2	−79.4	−88.6	−112.3	−123.7	−73.8	−76.7	−77.2	−108.7	−102.0	−103.3
	第二侧板反力 Ny_2	−97.9	−98.1	−109.5	−138.7	−152.8	−81.1	−84.1	−84.8	−121.9	−114.8	−116.3
	第三侧板反力 Ny_3	−117	−117.3	−130.8	−165.6	−182.5						
	后轮增重 ΔQ	236	246	260	254	365	272.3	334.1	433.2	271.4	355.2	479.8
	偏转力距 Mp	−61	−57	95	336	347	−295.6	−263.9	−194.5	−454.7	−369.3	−284.6
	犁轮反力 N_L	43.2	81.39	147.48	119.9	281.7						
	目标函数 $S(X)$	−79.8	−800	−679	−509	−482	−345.6	−382.9	−446.3	−178.0	−237.4	−316.7

参 考 文 献

1 北京农机学院．农业机械学（上册），农业出版社，1981
2 南京工学院等．理论力学（下册），人民教育出版社，1979
3 天津大学．机械原理（上册），人民教育出版社，1979

THE SPATIAL STATICS MODEL OF MOUNTED PLOUGH SET

Hao peiye

(*Department of Farm Machinery, Northwestern Agricultural University*)

Abstract

This paper presents a spatial statics model of the mounted plough set based on the following two essential facts that the mounted plough mechanism is a spotial mechanism and the mounted plough---tractor system is a statically indeterminate system by using universal statics equations as fundamental equations and simulcasting them with compatible equations and some related equations.

Key words: Spatial RSSR Frame; Superstatics; tractor mounted frame