

双向犁翻转机构反求设计

郑德聪 王玉顺 吴海平 高昌珍 张世叶

(山西农业大学)

(太谷县农业局)

摘 要 以液压翻转犁为模型机, 运用反求工程技术, 对其液压翻转机构进行反求分析和研究, 掌握了该类机构设计的关键技术, 建立了翻转机构优化设计的数学模型及完成相应计算程序, 并将反求结果用于与国产拖拉机配套的 ILF-335 液压翻转犁。该犁已投入批量生产, 翻转机构性能良好。

关键词 翻转机构 反求设计 优化设计

随着农业生产的不断发展, 翻转式双向犁的应用日益广泛。80 年代初, 我国曾引进多种形式的翻转犁, 这种犁要求犁架相对于悬挂架能作 180° 翻转, 以实现左、右犁体的工位变换, 进行梭式耕作。翻转机构作为翻转犁的主要工作部件, 直接影响整机工作性能。但在其国产化进程中, 存在结构复杂, 造价高, 翻转不可靠, 工作位置不稳定等问题。为此, 我们按照现代设计方法学的观点, 利用反求工程技术^[1,2], 以国外液压翻转犁为模型机, 对其翻转机构进行反求分析和研究。根据反求设计的思路, 首先对翻转系统进行功能分析^[2], 最终确定的结构方案为往复油缸驱动的曲柄摇块机构, 大间隙失锁连接越中, 液压系统中立锁定, 转阀自动换向。在原理分析的基础上, 进行适应型设计, 并将反求结果用于与国产 40~58.8 kW 轮式拖拉机配套的 ILF-335 液压翻转犁。

1 反求的关键技术及解决问题的理论、方法

1.1 翻转机构的工作原理

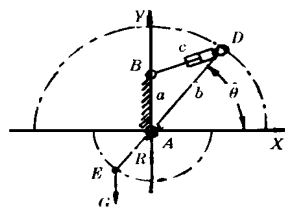
模型机翻转机构如图 1 所示, 油缸 BD 是主动件, 当其收缩时, 通过铰接点 D 带动犁架 EAD 翻转, 转至 θ 角接近 90° 时, 液压油路开始换向, 犁架 EAD 靠惯性越过死点。当 θ 角大于 90° 时, 油路换向结束, 油缸开始伸长, 推动犁架继续转动, θ 角达到 180° 时, 犁架到达另一工作位置, 完成一次换向过程。下一次换向时, 犁架运动与此相反。

1.2 翻转机构的数学模型

配套的拖拉机变量泵液压系统或定量泵液压系统, 使翻转机构的运动规律不同, 考虑到机构的国产化要求, 以国产铁牛-55 拖拉机为主机, 按定量泵液压系统对模型机翻转机构进行分析。

如图 1 所示, 设 $AB = a$, $AD = b$, $BD = c$, $AE = R$ (E 为犁架重心), θ 为犁架相对于 x 轴正向的夹角。

1.2.1 犁架动力分析



AB—悬挂架 BD—油缸
EAD—犁架

图 1 翻转机构简图

Fig 1 Sketch of

turnover mechanism

收稿日期: 1998-11-11

郑德聪, 讲师, 山西太谷 山西农业大学农业工程系, 030801



© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd. All rights reserved.

油缸对犁架的主动力矩 M_p

$$M_p = \begin{cases} \frac{\pi}{4} p (D^2 - d^2) \frac{abc \cos \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \sin \theta}} & (0^\circ < \theta < 90^\circ) \\ -\frac{\pi}{4} D^2 \frac{abc \cos \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \sin \theta}} & (90^\circ < \theta < 180^\circ) \end{cases} \quad (1)$$

式中 p ——油缸活塞的液压力, Pa; D 、 d ——活塞、活塞杆直径, m。

由于犁架结构布置造成的重力不平衡力矩 M_G

$$M_G = GR \cdot \cos \alpha \cos \beta \quad (0^\circ < \theta < 180^\circ) \quad (2)$$

式中 G ——犁架组件总重量, N; β ——犁架在悬挂状态时的立柱倾角, $\beta = 20^\circ$ (如图 2)。

犁架与悬挂架转动副处的摩擦力矩 M_f [3]

$$M_f = M_{f1} + M_{f2}$$

式中 M_{f1} ——径向摩擦力矩

$$M_{f1} = f_v \cdot R_1 \cdot N$$

式中 f_v ——当量摩擦系数; $f_v = 0.18$; R_1 ——A 转动副处回转轴半径, m; N ——A 转动副处转套对转轴总的支反力, N; 根据达朗伯原理, 假想地将惯性力作用于机构构件, 并与其它外力构成平衡力系, 用动态静力方法求得 [4]; M_{f2} ——轴向摩擦力矩。

$$M_{f2} = \frac{1}{2} (r_1 + r_2) f G \sin \beta$$

式中 r_1 、 r_2 ——轴端接触环内、外半径, m; f ——A 转动副端面接触滑动摩擦系数, $f = 0.18$ 。

因此, 犁架转动的动力方程为

$$J \cdot \epsilon = M_p + M_G - M_f \quad (4)$$

式中 J ——犁架绕 A 转动时的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

1.2.2 犁架运动分析

图 1 三角形 ABD 中, $c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \sin \theta$, 两边对时间求导, 得

$$\omega = \frac{v \cdot \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \sin \theta}}{abc \cos \theta} \quad (5)$$

式中 $\omega = \frac{d\theta}{dt}$ ——为犁架角速度, rad/s; $v = \frac{dc}{dt}$ ——为活塞相对移动速度, m/s。

1) 当 θ 很小时, 由于产生 M_p 的力臂较大, 油缸工作压力小于溢流阀开启压力, 油缸按等量过程作匀速运动, 其相对移动速度为

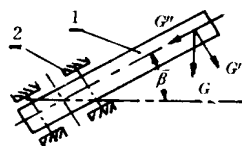
$$v = - \frac{4 \cdot Q}{\pi(D^2 - d^2)}$$

式中 Q ——进入油缸中的液流量, m^3/s 。

将此代入公式 (5), 确定犁架转动的角速度及相应的角加速度 [5]

$$\epsilon = \frac{d\omega}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\theta} \quad (6)$$

2) 随着 θ 逐渐增大, 产生 M_p 的力臂渐减小, 油缸中的压力 p 增大, 当 p 达到液压系统的最高工作压力 p_{\max} 时, 溢流阀开启, 油缸开始按等压过程运动, 这时活塞的相对移动速度 v 由机构的动力特性决定, 一般是受 a 、 b 、 θ 影响的变速运动。这时, 犁架转动的角速度和角加速度为



1—犁架 2—悬挂架

(3) 图 2 犁架在悬挂状态时的结构示意图

Fig. 2 Structure sketch of

plough frame on hanging

$$\epsilon = \frac{1}{J} (M_p + M_G - M_f) \quad (7)$$

$$\omega = [\omega^2 + \frac{2}{J} (M_p + M_G - M_f) d\theta]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

式中 M_p, M_G, M_f ——分别由公式(1)、(2)、(3)确定, 且以 p_{\max} 代入; θ ——由等量过程向等压过程转变时的临界角度, 它由公式(4)决定, 且以(6)式及 $p = p_{\max}$ 代入, 按照增值寻根法求得, 精度为 0.001; ω ——相应于 θ 时的临界角速度, 由(5)式确定。

3) 当 θ 增大至接近 90° 即 $\theta = \theta_s$ 时, 油缸开始换向, 油缸完全收缩并停止工作, 犁架靠获得的动能继续翻转, 越过死点。因此, 越中条件为

$$F_1(a, b) = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 - \int_{\theta_s}^{\theta_s + \varphi} (M_G - M_f) d\varphi \geq 0 \quad (9)$$

式中 ω ——油缸停止工作时犁架角速度, rad/s, 由公式(8)确定, 并以 $\theta = \theta_s$ 代入; φ ——油缸不工作时犁架转过的角度, 一般 φ 应大于 A 转动副处的“自锁区”角度, 同时兼顾换向过程的工作; M_f ——由公式(3)确定, 并以 $\theta = \theta_s, p = 0$ 代入。

因此, 油缸停止工作时的动力条件为

$$F_2(a, b) = J \epsilon \geq 0 \quad (10)$$

式中 ϵ ——由公式(7)确定, 并以 $\theta = \theta_s$ 代入。

4) 当犁架越过死点, 即 $\theta > \theta_s + \varphi > 90^\circ$ 时, 换向过程结束, 油缸伸长, 此时由于活塞作用面积较大, $p < p_{\max}$, 油缸按等量过程工作, 直到新的工作位置。这时活塞相对移动速度为 $v = \frac{4Q}{\pi D^2}$, 将此代入(5)、(6)式, 得相应的犁架角速度和角加速度。

1.3 反求分析

根据数学模型, 建立分析评价程序, 计算结果如图3虚线所示。可见在机构运动中, 油缸处于等量阶段时, ω 的变化较缓, 但 ϵ 急剧增大, 油缸处于等压阶段时, 尽管 ϵ 逐渐减小, 仍使 ω 剧增, 为机构越过死点储备了足够的能量。

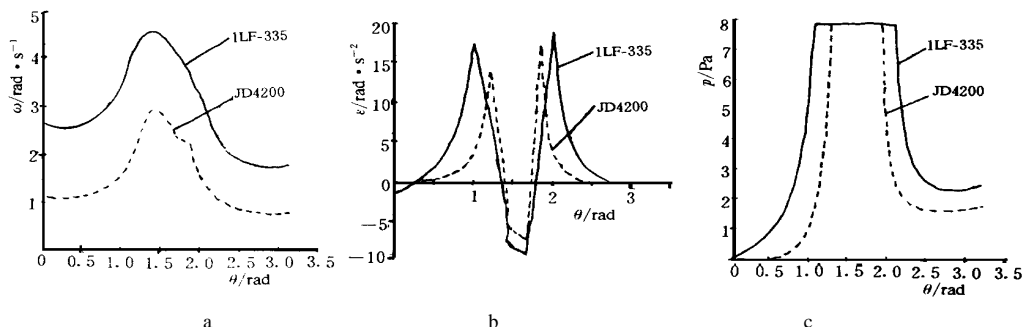


图3 犁架角速度 ω 角加速度 ϵ 和油缸压力 p 随转角 θ 的变化规律

Fig 3 Variation of angular velocity and angular acceleration and hydraulic cylinder pressure along with rotational angular of plough frame

2 翻转机构的反求设计

2.1 相似设计

按照动力相似的原则, 考虑配套拖拉机液压系统和活塞移动速度的要求, 在国家标准范围

内,选择合适的油缸型号。

动力相似应满足以下条件:

- 1) 要求犁架的运动规律相似,从而保证机构的力传递相似。
- 2) 要求机构对液流量的适应范围宽,以降低使用要求,便于操作。

2 2 优化设计

1) 设计变量

以油缸实际工作行程 S (m)。作为优化设计变量,其变动范围为

$$S_{\min} \leq S \leq S_{\max}$$

式中 S_{\min} ——油缸的最小工作行程,m; S_{\max} ——油缸的最大工作行程,即标称行程,m。

2) 目标函数

为了保证越中条件和动力条件,应使 $F_1(a,b), F_2(a,b)$ 同时达到最大,采用线性加权法构造目标函数

$$F(a,b) = w_1 \overline{F_1}(a,b) + w_2 \overline{F_2}(a,b)$$

式中 w_1, w_2 ——加权系数,取 $w_1 = w_2 = 0.5$; $\overline{F_1}(a,b), \overline{F_2}(a,b)$ ——无量刚等量级分目标函数,由 $F_1(a,b), F_2(a,b)$ 通过正弦函数 $y = \frac{x}{2\pi} \sin x (0 \leq x \leq 2\pi)$ 转换为 0~1 范围内取值^[6]。

3) 约束条件

工作位置的锁定条件和活塞移动的速度条件等都是机构的约束条件,但对于一般的犁架结构,这两个条件均为无效约束,优化时可以不预考虑,但须校核。因此起作用约束仅仅是结构约束。

总之,优化设计的数学模型为

$$\begin{aligned} \min [F(a,b)] &= w_1 \overline{F_1}(a,b) + \overline{F_2}(a,b) \\ \text{s.t.} \quad g_1(a,b) &= S_{\min} - S \leq 0 \\ g_2(a,b) &= S - S_{\max} \leq 0 \end{aligned}$$

优化方法^[7]: 采用黄金分割法进行一维搜索,精度为 0.001。

3 反求结果

油缸型号: DG50C-150。

输入参数见表 1、表 2。输出参数见表 3。该机犁架及液压系统压力的变化规律如图 3。

表 1 液压系统参数

Tab 1 Parameters of hydraulic system

参 数	D/m	d/m	d_{in}/m	S_{\max}/m	$Q_{\text{min}}/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	p_{\max}/MPa
数 值	0.050	0.028	0.324	0.150	0.000427	7.848

表 2 输入结构参数

Tab 2 Input parameters of structure

参数	a_{min}/m	r_1/m	r_2/m	L_1/m	L_2/m	G/N	R/m	$J/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$\theta/^\circ$
数 值	0.075	0.050	0.045	0.869	0.278	4510	0.00	37.72	83.5

表 3 输出结构参数

Tab 3 Output parameters of structure

参 数	s'/m	a/m	b/m	$\theta/(^\circ)$	$\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	$\epsilon/\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$	$F(a, b)$
数 值	0.140	0.124	0.448	56.5	4.47	-2.56	-0.624

本次优化是按发动机怠速工作, 油缸泵油量最小时进行的, 如果泵油量 Q 增大, 对于相同的结构参数, ω 增大, 目标函数值减小, 翻转更可靠。

4 结 论

按照上述方法和步骤, 应用所开发的程序, 为 IL F—335 液压翻转犁设计的翻转机构, 经山西省农机鉴定站测试, 工作性能与计算结果相符, 翻转可靠率达到 100%。该机已由保定农机厂投入批量生产。

通过反求, 了解和掌握了机构的优缺点及使用范围, 尤其是目标函数的建立, 进一部完善了该类机构的设计理论。性能分析和优化设计程序为该类机构的设计提供了高效工具。

参 考 文 献

1 黄纯颖主编 设计方法学 北京: 机械工业出版社, 1992 260
2 刘之生, 黄纯颖主编 反求工程技术 北京: 机械工业出版社, 1992 320
3 天津大学主编 机械原理 北京: 人民教育出版社, 1979 186
4 刘谨瑜等 翻转机构的优化设计 农业机械学报 1995, 26(2): 36~ 41
5 李盛海编 液压机构及其组合 北京: 清华大学出版社, 1992 209
6 陈秀宁主编 机械优化设计 杭州: 浙江大学出版社, 1991 260
7 华中理工大学编 OPB 优化方法程序库—使用说明书, 1990 50

Inverse Seeking Design of the Turnover Mechanism of Reversible Plow

Zheng Decong Wang Yushun Wu Haiping Gao Changzhen
(Shanxi Agricultural University, Taigu)

Zhang Shiye
(Agricultural Bureau of Taigu County)

Abstract The structure of the JD4200 (USA) hydraulic turnover mechanism was analyzed. The technique of inverse seeking design method and optimal design method were used to study the turnover mechanism. Key points were mastered and major parameters were programmed in mathematical model. Computer program was assembled to solve the complicated problem and results were used in the designing of IL F-335 reversible plow equipped with domestic tractors. The performance of the plows, manufactured by Baoding Plow Plant, was excellent and all the turnover mechanisms were reliable.

Key words reversible mechanism, inverse seeking design, optimized design