

文章编号: 100226819(2001)0520068205

# 4M Z22(3)型自走式采棉机主传动系技术方案分析与确定

陈 发<sup>1</sup>, 王学农<sup>1</sup>, 孙 颖<sup>2</sup>, 庄力骏<sup>2</sup>

(1. 新疆农科院农业机械化研究所; 2 新疆农业大学机械交通学院)

摘 要: 根据采棉机主传动方式的要求, 通过对发动机外特性、液压传动系统中变量泵和定量马达的调节性能特性的分析, 针对国产自走式采棉机的主传动系的 3 种传动方案的优缺点进行分析比较, 确定了国产自走式采棉机主传动系方案, 该方案实现了在不同速度范围内的无级变速, 并已用于自走式采棉机的生产中。

关键词: 采棉机; 液压传动; 无级变速

中图分类号: S225.91<sup>+</sup>1 文献标识码: B

## 1 采棉机对主传动方式的要求

1) 保证在整个采棉作业过程中, 发动机始终在额定转速  $n_1$  (即输出功率为标定值) 下工作, 采棉机作业速比系数  $K$  为定值, 为适应采收不同密度(产量)的棉花, 采棉机能选取不同的定值  $K$ 。

采棉机作业速比系数  $K$  是滚筒末端圆周线速度  $V_G$  与机器前进速度  $V_J$  的比值,  $K = V_G / V_J$ ;  $K$  值是决定采棉机作业性能的一个主要参数, 当  $K$  值过大, 机器采收时棉株果枝折断及棉青铃撞落率增加; 当  $K$  值过小, 机具采净率偏低。

2) 在整个采棉机行进作业过程中, 保证  $K$  为定值的前提下, 可任意、酌情同步调整机具作业速度, 并做到安全、平稳。

3) 主传动系结构便于布置、工作可靠、传动效率高。

4) 行走功能对灌溉棉区地面的适应性及通过性好。

5) 机具正常采收工作时, 在保证作业质量的前提下, 降低驾驶人员的操纵疲劳强度。

6) 整个系统(包括变量泵、马达、发动机)的成本低, 性能价格比高。

## 2 传动方案比较的理论依据

1) 发动机的外特性

$n_1$  为发动机额定转速, 由图 1 可见, 发动机在额定转速下为动力性、经济性最好的工况。

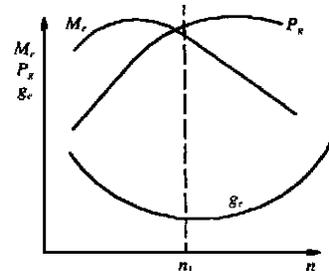


图 1 发动机外特性图

Fig. 1 Diesel engine external characteristics

2) 变量泵和定量马达的调节性能特性

由图 2 可见, 带斜线阴影的两矩形分别是泵和马达的工作范围; 图中第二和第四象限过原点  $O$  的斜线, 代表定量马达的一种排量  $q_2$

$$\text{ctg}U = \frac{Q}{n_2} = \frac{M_2}{P} = q_2 \quad (1)$$

式中  $n_2$ —— 马达的转速;  $q_2$ —— 马达的排量;  $P$ —— 马达的工作压力;  $Q$ —— 马达的流量。

$b_{1b}, B_{1B}$  等曲线为泵和马达的等功率曲线; 由图可见, 马达仅在  $A$  点工作时才输出最大功率  $N_{\max}$ , 或者说采棉机驱动力为最大值  $P_{\text{qmax}}$ , 且理论速度为某工作档最大  $V_{\max}$  时才输出最大功率(此时对应泵的  $a$  点, 最大工作压力  $P_{\max}$ , 最大排量  $q_{\max}$ )。

为了使发动机功率得到充分利用, 应尽量使变量泵—— 马达处在较高的功率下工作, 即靠近  $A$

收稿日期: 2001204218

基金项目: 国家“九五”科技攻关项目(952001204207); 新疆自治区科技攻关重点项目(960102026)

作者简介: 陈 发, 副所长, 副研究员, 硕士生导师, 中国农业工程学会理事, 新疆农业工程学会副理事长, 新疆乌鲁木齐市南昌南路 1 号 新疆农科院农机化所, 830000

点、a 点的角部地带。

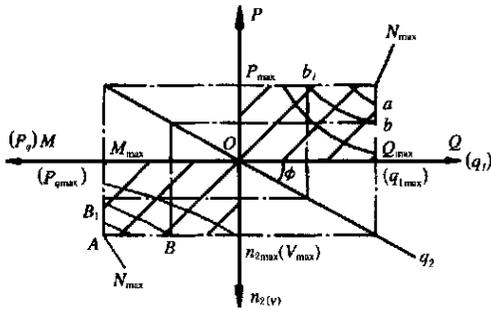


图 2 变量泵和定量马达的调节性能

Fig. 2 Variable pump and quantificational motor adjusting capability

### 3) 液压泵和马达的基本计算公式

为便于分析比较, 假定整个液压系统的效率为 100% (认为油液没有漏损, 泵和马达运动中没有摩擦阻力, 管路、阀也没有阻力等), 在这种情况下, 泵和马达的机械参量和液压参量之间有如下关系式

$$\begin{aligned}
 n_1 &= k_1 \frac{Q}{q_1} \\
 n_2 &= k_2 \frac{Q}{q_2} \\
 M_1 &= GP_1 q_1 \\
 M_2 &= GP_1 q_2 \\
 N &= NM_{11} n_1 = NM_{21} n_2 = NP_1 Q
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

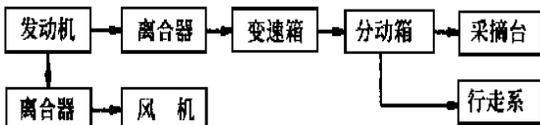
式中  $n_1, n_2$ ——泵和马达的转速;  $q_1, q_2$ ——泵和马达的排量;  $M_1, M_2$ ——泵和马达的扭矩;  $N$ ——泵和马达的功率;  $P$ ——泵和马达的工作压力;  $Q$ ——泵和马达的流量;  $k_1, k_2, G, G, N$ ——常量。

## 3 3 种传动系方案的比较

保证  $K$  为定值的主传动方案有 3 种, 分别是有级变速、静液压无级变速、静液压无级变速与机械有级变速组配式系统。现对这 3 种传动方案按以上采棉机主传动方式要求加以比较分析, 以确定最佳方案。

### 3.1 有级变速方案 (如背负式采棉机)

传动路线:



此方案要求采棉机在始终匀速行进情况下作业 (即在一定的工作档位, 发动机为额定转速,  $K$  为定值) 可以保证机具作业质量。

但新疆是绿洲灌溉农业, 尤其是棉花生产, 主要依赖于人工灌溉。为最大限度地节水灌溉, 一方面平整土地, 另一方面又不得不增加毛渠数量以缩短毛渠间距。毛渠数量增多, 使采棉机无法保证全程安全、匀速工作。采棉机在过毛渠时要降低前进速度, 通过毛渠后又需增加前进速度。

本方案的采棉机前进速度  $V$  与发动机  $n_1$  的关系式如下:

$$V = N \frac{n_1 r}{i \text{ 档}} \tag{3}$$

式中  $V$ ——采棉机前进速度;  $n_1$ ——发动机额定转速;  $r$ ——行走轮半径;  $i_{\text{档}}$ ——变速箱某档传动比;  $i$ ——由变速箱到行走轮传动比;  $N$ ——换算常量。

由式 (3) 可知, 采棉机降速可采取以下措施:

减小  $n_1$ , 即减小油门: 降低发动机工作转速是不经济的。实际上, 如果发动机降速, 风机的转速下降, 气力输棉系统风量、风压降低, 也不能正常输棉。所以发动机必须保证在额定转速下工作。

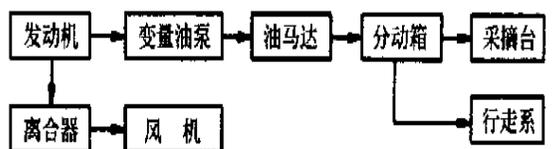
换低速档: 在保证发动机额定转速不变时进行换档, 接触离合器时会产生冲击, 使机具突然加减速, 造成毛渠两端各 2~3 m 处棉花撞落, 增加机具上下颠簸。另外, 频繁换档也将加速离合器、机具的磨损, 增加驾驶员的操纵疲劳强度。

有级变速传动方案, 在发动机额定转速下进行匀速采棉作业, 以不同的档位满足对地面通过性、适应性的要求, 但在机具的换档变速过程中, 难以做到安全、平稳、不影响采棉作业的性能。

1995~1996 年中美合作试验研究的背负式采棉机已证实: 毛渠过多使得有级变速的采棉机无法实现全程安全、匀速地工作, 机具频繁变速, 使作业性能指标大大降低, 撞落率损失率超出正常值达 50%, 即使降低作业速度和生产率, 也难以保证作业质量 (保持匀速作业)。

### 3.2 静液压无级变速系统

传动路线:



无级变速装置由变量泵、油马达组成, 改变液压元件的排量获得不同的传动比, 使机具在不停车的状态下同步无级变速 (发动机仍然保持额定转速,

$K$  为定值), 以适应采收不同产量的棉花。而且仅靠控制变量油泵手柄实现同步无级变速, 驾驶员操纵疲劳强度低。

由于控制变量泵的手柄可固定在一定位置, 可保证泵排量  $q_1$  为定值, 不受机具上下颠簸的影响。液压系统伺服缸的进油出口常设有阻尼孔, 能限制加速, 控制响应时间, 在机具变速过程中做到安全, 平稳, 从而保证机具的采棉作业质量。

此外, 变量泵——定量马达方案的优点还在于: 通过改变泵的排量, 采棉机的理论速度可在  $0 \sim V_{\text{传max}}$  之间无级调节。当泵的排量为零时, 采棉机停车。将泵的排量从零增加就可使采棉机原地起步, 可以不必设置离合器, 结构比较简单(一般说, 变量泵比变量马达造价低)。

但是, 由于液压无级变速系统中, 变量泵的总排量是有限的, 所以当采棉机速度变化范围越宽, (即传动比越大) 静液压的传动效率越低, 发动机功率损失越大, 要求发动机具有较大的功率储备, 对发动机是不经济的。下面做定量说明:

本方案机具前进速度  $V$  与  $n_1$  之间的关系式由式(1)(2) 可推得

$$V = N \frac{n_1 q_1 r}{i q_2} \quad (4)$$

式中  $i$  —— 方案 2 从马达到行走轮的传动比;  $N$  —— 换算常量; 其余同上。

现设采棉机变速范围为  $0 \sim 15 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$ , 其中运输速度  $V_{\text{运}} = 15 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$ ; 采棉作业速度  $V_{\text{作}} = 5 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$ 。

由式(4) 可知要同时满足这两种作业速度, 只有通过改变  $n_1$  或  $q_1$  来实现。

1) 在  $q_1$  不变情况下, 设  $V_{\text{运}} = 15 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$  时,  $n_1 = 2\ 500 \text{ r } \ddot{\text{O}}\text{m in}$ ;  $V_{\text{作}} = 5 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$  时, 发动机转速只有  $840 \text{ r } \ddot{\text{O}}\text{m in}$ , 发动机功率约为  $n_1 = 2\ 500 \text{ r } \ddot{\text{O}}\text{m in}$  时的  $1\ddot{\text{O}}3$ , 功率损失巨大, 长时间在此情况下工作显然是不经济的。

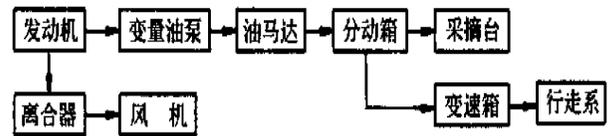
2) 在  $n_1$  不变情况下, 设  $V_{\text{运}} = 15 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$  时, 变量泵排量为  $q_1$ , 则  $V_{\text{作}} = 5 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$  时, 变量泵只能工作在  $q_1 \ddot{\text{O}}3$ , 如果泵的工作压力  $P_{\text{运}} = P_{\text{作}}$ , 由(2) 式知泵与马达的功率只有  $V_{\text{运}}$  时的  $1\ddot{\text{O}}3$ , 功率损失  $2\ddot{\text{O}}3$ , 这显然也是不经济的。

而且此方案仅有一个变速区  $0 \sim 15 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$ , 由图 2 知, 仅有一个高功率利用区, 但长时间采棉大负荷作业只能在泵排量  $q_1 \ddot{\text{O}}3$  下工作。一方面发动机功率不能充分利用, 另一方面, 必须选择大排量  $q_{\text{Imax}}$  变

量泵。但泵的大排量区却不能充分利用。

由此可知, 静液压无级变速系统不能保证在充分利用发动机功率和泵、马达的工作能力的情况下适应采棉机较宽变速范围, 因而也就不能适应自走式采棉机对地面的适应性及通过性的需要。

### 3.3 静液压无级变速与机械有级变速组配式系统传动路线:



此方案除了有方案 2 优点外, 通过在定量油马达至中央传动之间串联一个有级变速箱, 即将总传动比  $i$  划分为若干段落。使变量泵——油马达系统在较大排量下工作, 获得高的传动效率; 另一方面, 使采棉机获得了大的无级变速范围, 解决了方案 2 的缺陷。

本方案机具前进速度  $V$  与  $n_1$  之间的关系式同上可推得

$$V = N \frac{n_1 q_1 r}{i_{bj1} i_{\text{档}1} q_2} \quad (5)$$

式中  $i_{bj}$  —— 采棉机边减传动比;  $i_{\text{档}}$  —— 有级变速箱某档传动比;  $N$  —— 常量; 其余同上。

由式(5) 可知, 要满足  $V_{\text{运}}$  和  $V_{\text{作}}$ , 只需改变  $i_{\text{档}}$ 。

在  $V_{\text{运}}$  和  $V_{\text{作}}$  时都能保证泵在大排量下工作, 发动机在额定转速下工作。和方案 2 相比, 在同一变速范围 ( $0 \sim 15 \text{ km } \ddot{\text{O}}\text{h}$ ) 使泵的排量仅为方案 2 泵的排量  $1\ddot{\text{O}}3$  (在  $P_{\text{运}} = P_{\text{作}}$  情况下) 这显然更经济。

现在有级变速箱实际设 5 档, 见表 1。

表 1 变速箱的档位

Table 1 Shift of gearbox

档位	传动比 $i$	各档工作速度 $\ddot{\text{O}}\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$
É 档	29.29	0~2.8
° 档	14.6	0~5.7
。 档	7.295	0~11.4
ì 档	3.683	0~22.8
倒档	12.9	0~6.4

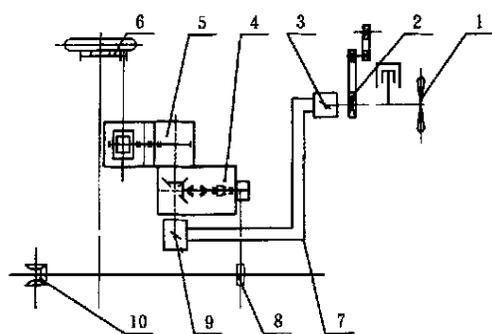
由表 1 可知, 加有级变速后, 使采棉机获得了由小到大不同的无级变速区, 在各档高速区都能使变量泵——油马达系统处在高传动功率下工作(泵的大排量区), 发动机在额定转速  $n_1$  下工作, 充分利用发动机功率。É 档和° 档为 2 个工作档, 可以使采棉机在两个不同的定值  $K$  下工作, 满足不同密度棉花的采摘, 设立低速档, 运输档, 倒档(每档都能实现无

级变速) 以提高对地面的适应性及通过性。由上可见, 方案 3 更符合采棉机对主传动方式的各点要求。

## 4 自走式 4M Z22(3) 采棉机主传动系的实际配置

### 4.1 传动系简图

4M Z22(3) 自走式采棉机主传动系简图见图 3, 4M Z22(3) 采棉机传动系统分为 3 部分, 第一部分为静液压驱动系统, 由柴油发动机、变量液压泵、液压管路和定量马达所组成。第二部分为工作传动系统, 由分动箱、主带轮、离合器、从带轮和主传动工作轴系组成。第三部分为行走传动系统, 由变速箱、中央传动、差速器、制动器和最终传动等部分组成。



1. 柴油发动机 2 气力输棉系统与淋润系统 3 主变量泵 4 主分动箱 5 主变速器 6 边减及最终传动 7. 主液压管路 8 主工作带轮系 9 主液压马达 10 采摘台

图 3 4M Z22(3) 自走式采棉机主传动系简图

Fig 3 4M Z22(3) self-propelled cotton picker main transmission system

其中定量马达的输出轴是与分动箱和变速箱的第一轴进行同轴传动的。当变速箱在某个档位时, 采棉机滚筒的工作速度和行走速度之比为一定值。通过伺服控制的手柄改变采棉机前进速度时, 均不会改变  $K$  值, 从而保证采棉机的作业性能不受速度变化的影响。

### 4.2 4M Z22(3) 自走式采棉机传动系组配参数

#### 1) 发动机参数

型号: PERKINS 100626T; 标定功率: 119 kW (1 h 功率); 标定转速: 2 600 r/min; 稳定调速率:  $5 \pm 1\%$ ; 标定工况燃油耗: 238 g/(kW · h)。

#### 2) 静液压驱动装置参数(系统压力 $P_{max} = 34.5$

MPa)。

表 2 静液压驱动装置参数

Table 2 Parameters of hydrostatic transmission system

参 数	行走油泵	液压马达
排量 $\dot{q}_m L \cdot r^{-1}$	75.3	89.1
最高压力 $\dot{q}_M Pa$	41.5	41.5
额定压力 $\dot{q}_M Pa$	24	24
最高转速 $\dot{q}_r \cdot m \cdot in^{-1}$	4 160	3 720
机械效率 $\dot{q}_\%$	0.93	0.93
容积效率 $\dot{q}_\%$	0.95	0.95

3) 变速箱的各档传动比及速度范围如表 1。

表 1 中的 E、° 档的最大爬坡度分别为: 45%、44%。

## 5 结 论

通过上述分析研究与设计计算, 静液压无级变速与机械有级变速组配式系统可以满足采棉机主传动的要求。自走式采棉机的研制填补了国产采棉机的空白, 而采棉机主传动方案的设计和确定又为国产采棉机的研制提供了良好基础。经 4M Z22(3) 自走式采棉机的两年性能和生产试验证明, 该传动系统, 适应自走式采棉机的工作性能要求。

### [参 考 文 献]

- [1] 陈 发, 王桂盛 机械化采棉技术[J] 新疆农机化, 1995 增刊
- [2] 同济大学主编 工程机械底盘构造与设计[M] 北京: 中国建筑工业出版社, 1980
- [3] 程悦荪 拖拉机设计[M] 北京: 中国农业机械出版社, 1981
- [4] 刘修骥编著 车辆传动系统设计[M] 北京: 北京国防工业出版社, 1998
- [5] . 李沃夫斯基等(苏)著 拖拉机传动装置[M] 杜廷廷等译 北京: 中国农业机械出版社, 1981
- [6] 吉林工业大学等校编 工程机械液压与液力传动(下册)[M] 北京: 机械工业出版社, 1979
- [7] 米伯林 液压技术在现代农机上的应用[J] 中国工程师, 1997(5).
- [8] 陈家文 恒功率变量轮胎式液压挖掘机液力机械传动的行走系统传动比设计[J] 工程机械, 1988(9)8~ 12
- [9] John Deere Des Moines works 9965 Cotton Picker operation and tests Technical Manual[S] TM 1532 (06AU G96).
- [10] Kirejczyk J. Continuously variable hydromechanical transmission for commercial vehicle[C] SAE Paper 845095

## Analysis and Determination of Powertrain Scheme of Self-Propelled 4M Z-2Ö3 Cotton Picker

Chen Fa<sup>1</sup>, Wang Xuenong<sup>1</sup>, Sun Ying<sup>2</sup>, Zhuang Lijun<sup>2</sup>

(1. Xinjiang Academy of Agricultural Sciences, Urumqi 830000, China;

2. Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830000, China)

**Abstract:** According to the demand of powertrain of cotton picker, through analysis of external characteristics of the engine and the adjustment performance of variable pumps and constant displacement motors in fluid divider system, the advantages and disadvantages of the three powertrain schemes of the home-made cotton picker were analyzed and compared and then the best one which could obtain stepless speed variation in different speed range was determined; The determined system was applied in self-propelled 4M Z2Ö3 cotton picker industrializing production.

**Key words:** cotton picker; hydraulic powertrain; stepless speed variation