

# 农业机械的机械传动

[苏] Э. И. 弗利克 著

中国农业机械出版社



11022/21

# 农业机械的机械传动

[苏] Э.П.弗利克 著

张天明 罗洱铮 译

张天明 校



中国农业机械出版社

## 内 容 提 要

本书阐述了移动式农业机械的机械传动的计算和设计原理；提供了各种技术特性，介绍了各种结构特点，并考虑到提高其动力装备程度和生产率。详细分析了机械传动的组合部件——多节万向节传动轴、复合形多楔三角带传动、离合器、齿轮传动和减速器。引入了机械传动和部件的加速试验方法，叙述了典型试验台装置。

本书可供从事设计、制造、试验和农业技术装备修理的工程技术人员参考。

Механические приводы сельскохозяйственных машин

Э.П.ФЛИК

М.Машиностроение.1984.

\* \* \*

### 农业机械的机械传动

〔苏〕Э. П. 弗利克 著

张天明 罗洱铨 译

张天明 校

\*

中国农业机械出版社出版（北京阜城门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

北京市科技印刷厂印刷

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>·10<sup>1</sup>/<sub>16</sub>印张·字数246千字

1986年11月北京第一版·1986年11月北京第一次印刷

印数 0,001—1500·定价：2.50元

\*

统一书号：15216·247H

## 前 言

在《苏联1990年食品发展纲要》中，有不断地提高农业机械技术水平、质量、性能和可靠性的规定。随着新的高生产率的和需要大能量农业机械数量的增长，传动装置的作用显得更加重要，在许多情况下机器功能的运用、连续性和使用期限均依赖于传动装置。

按照传递能量于执行机构的方式可分为机械、液力、电力、气力和综合传动（液力-机械、电力-机械、电力液力及其他）。由于机械传动具有使用维修简单、价格低廉和效率高等特点，因而在农业机械上得到广泛的应用。在农业机械制造部门的产品目录中具有机械传动的机器约占40%。发展传动装置的长期预测表明，机械传动在今后的农业机械中仍将获得广泛的使用。

采用机械传动时必须利用相应的动力装置（内燃发动机、液力马达、电动机），通用的或标准的装配单元（万向节传动轴、减速器、离合器、无级变速器）以及构件（齿轮、链轮、滑轮、胶带、链、轴承、固定件等），这些构件参数是以机器的运动学、动力和总体配置为其既定的约束条件。如果约束不是非常严格的，那么可以得到许多不同方案，其中之一将是可行的。采用某一方案时它必须是其中最优的，即最合理的设计方案。

如果生产的装配单元或构件的技术水平不能与日益增长的农业机械结构的需要相适应，那么专家们应研制出新的或改进型的传动装置。例如，为新型高生产率谷物联合收获机制作具有提高传递功率的传动装置时，产生了更换所用三角胶带组的必要性，由于三角胶带组不能保证均匀分配载荷于每根胶带上，并为此增大了机器的外形尺寸，因此，可用若干条三角带联结成一体的多槽楔形三角带来代替一般三角带。

到目前为止所发表研究农业机械的机械传动的计算、规格统一以及单独零部件问题的材料中，发现在某些情况下所有规格种类传动装置的连接部件存在着不一致性，在设计农业机器时常造成组配的困难性。这对机械传动和它的组成部件来说，在一定程度上影响到建立定型的研究方法和现代试验台装置工作的发展。

编写该书的目的是为了回答上述问题以及为设计人员和试验人员提供现代复杂的农业工程学参考书，使他们了解到机械传动方面的最新成就，书中还总结了理论和实验研究的成果。从事这些工作的有作者以及全苏农业机械制造研究所，创建农业机械最优机械传动的机械传动、零件和机构试验室的全体人员。书中还分析了定型的设计方法和快速测定的台架装置以及农业机械的机械传动与它的构成部件试验使用寿命的装置。

# 目 录

## 前 言

<b>第一章 关于农业机械机械传动的总则</b> .....	( 1 )
1. 结构、分类和组合件.....	( 1 )
2. 机械传动的特点.....	( 5 )
3. 机械传动设计和计算的基本原理.....	( 6 )
<b>第二章 万向节传动轴</b> .....	( 15 )
1. 传动轴的类型.....	( 15 )
2. 设计万向节传动轴的理论基础.....	( 19 )
3. 万向节传动轴的动力关系式.....	( 27 )
4. 计算拖拉机动力输出轴与农具动力输入轴之间万向节轴的动力参数和 动力学的基本计算关系式.....	( 38 )
5. 万向节轴轴承寿命的性计算.....	( 42 )
6. 多活节万向节传动轴支座寿命的计算.....	( 44 )
7. 计算和选择通用万向节轴的方法.....	( 47 )
<b>第三章 离合器</b> .....	( 51 )
1. 概述.....	( 51 )
2. 安全离合器的类型和通用结构.....	( 52 )
3. 安全离合器的基本特性.....	( 67 )
4. 单向离合器.....	( 69 )
5. 弹性联轴器.....	( 73 )
<b>第四章 减速器</b> .....	( 78 )
1. 概述.....	( 78 )
2. 通用圆柱齿轮单级减速器.....	( 80 )
3. 通用圆锥齿轮减速器.....	( 83 )
4. 圆柱齿轮和圆锥齿轮传动装置的通用化.....	( 95 )
<b>第五章 楔形胶带传动</b> .....	( 99 )
1. 概述.....	( 99 )
2. 楔形胶带的类型.....	( 100 )
3. 农业机械楔形胶带传动的负荷量值.....	( 113 )
4. 楔形胶带传动的计算与设计.....	( 114 )
5. 特种楔形胶带传动的计算和设计.....	( 123 )
<b>第六章 农业机械机械传动装置的试验</b> .....	( 126 )
1. 基本概念.....	( 126 )
2. 万向节传动轴的试验.....	( 128 )
3. 安全离合器的试验.....	( 135 )
4. 减速器的试验.....	( 141 )
<b>附件 1</b> .....	( 150 )
<b>附件 2</b> .....	( 152 )
<b>附件 3</b> .....	( 153 )
<b>参考资料</b> .....	( 157 )

# 第一章 关于农业机械机械传动的总则

## 1. 结构、分类和组成部分

农业机械的机械传动由动力转换器、传递-转换系统（传动机构）、操纵和调节系统（图1）组成。复杂的农业机械可能具有若干动力转换器(Э)、传动装置(T)和执行机构(П)。机械传动按其动力转换器的型式分为以下各类。第Ⅰ类——以行走轮或地轮沿地表面滚动所产生的动力流来传动（主要用于播种和栽植机械）。第Ⅱ类——依赖机器-拖拉机机组（MTA）的拖拉机动力输出轴（BOM）作为动力转换器来传动。拖拉机发动机及其动力输出轴的特性列于表1。第Ⅲ类——是以装置在联合收获机自走底盘上的内燃发动机（柴油机）发出的力流来传动（谷物收获机、马铃薯收获机、甜菜收获机、西红柿收获机等）。联合收获机的传动装置和发动机的参数列入表2。第Ⅳ类——以电动机的动力流来传动（用于固定的和半移动式的农业烘干机、谷物清选机、净棉机、装载机以及分级机）。

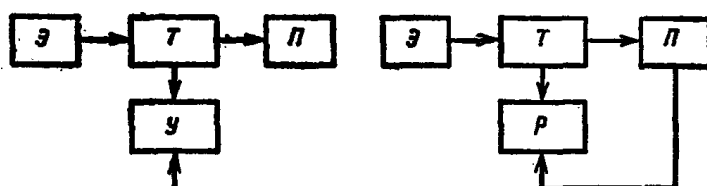


图1 农业机械机械传动的结构框图

Э—能量转换装置；τ—传动机构（动力传递）；π—执行机构（工作部件）；γ—操纵和控制系统；ρ—调节系统。

表1 拖拉机发动机及其动力输出轴的特性

拖拉机牵引级 kN	拖拉机牌号	发 动 机			功 率 输 出 轴			
		牌 号	标定使用 功率kW (ГОСТ 7057-81)	标定功率时 的发动机转 速, s <sup>-1</sup> (min <sup>-1</sup> )	传动方式	转 速 s <sup>-1</sup> (min <sup>-1</sup> )	轴颈型 式按照 ГОСТ 3480-76	轴颈发 出的最 大功率 kW
6	T-25A	Д-21А	18	30,0(1800)	非独立式的	9,1(549)	1	18
9	T-40M	Д-144	37	30,0(1800)	独立式的	9 (540)	1	37
14	MT3-80/82	Д-240	55	36,6(2200)	独立式的	9 (540)	1	55
14	ЮМЗ-6АЛ	Д-65Н	44	29,2(1750)	独立式的	16,8(1010)	2	44
	ЮМЗ-6АМ	Д-65М				16,7(1000)	2	

续表

20	T-70C	Д-240ЛГ	51	35,0(2100)	独立式的	9,1(545) 16,3(980)	1 2	51
30	T-150	СМД-60	110	33,3(2000)	独立式的	9 (540) 16,7(1000)	1 3	60 110
30	T-150K	СМД-62	121	35,0(2100)	独立式的	9,4(565) 17,1(1028)	1 3	60 121
30	ДТ-75Н	СМД-18Н	70	30,0(1800)	独立式的	9 (540) 16,7(1000)	1 3	60 70
30	ДТ-75М	А-41	66	29,2(1750)	非独立式的	9,2(553) 16,7(1000)	1 3	60 66
30	ДТ-75К	СМД-14НГ	59	30,0(1800)	非独立式的	9,4(568) 17,2(1034)	1 3	59
40	T-4A	А-01М	96	28,3(1700)	非独立式的	9 (540) 16,7(1000)	1 3	60 96
50	К-701	ЯМЗ-240Б	199	31,7(1900)	独立式的	16,7(1000)	4	199

注：1. 表中的数据引自产品样本《苏联拖拉机-81》М. : НАТИ.ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш. 1982.

2. 规定有同步式动力输出轴的拖拉机МТЗ-80/82, 其动力输出轴的转速 $n = 110-1810 \text{ min}^{-1}$  (同步转速 $3.62 \text{ r/m}$ ), 以及拖拉机T-70C的动力输出轴的转速 $n = 5.34 \text{ r/m}$ 的同步转速。

3. 拖拉机T-40M装有附加动力输出轴, 位于独立式输出轴的左侧, 其转速为 $1250 \text{ r/min}$ 。

表2 自走式农业机器的传动装置

机器名称与牌号	柴油发动机			发出旋转的传动机构	
	牌 号	标 定 功 率 kW	标 定 功 率 时的发动机 转 速 $\text{s}^{-1} (\text{min}^{-1})$	行 走 部 分	工 作 部 件
谷物联合收获机 СК-5, “Нива”	СМД-17К, СМД-18К	73,6	31,7(1900)	机械的	机械的 液压的
谷物联合收获机 СК-6, “Колодец”	СМД-64	110,3	31,7(1900)	机械的	液压的
谷物联合收获机 СКД-6, “Сибиряк”	СМД-20	88,0		机械的	液压的
蓖麻联合收获机 ККС-6	СМД-17К	73,6	31,7(1900)	机械的	液压的
玉米联合收获机 КСКУ-6	СМД-72	147,1	35,0(2100)	液力机械的	机械的
马铃薯联合收获机 КСК-4	СМД-64	110,3	31,7(1900)	液力机械的	机械的
饲料联合收获机 КСК-100	СМД-72	147,1	35,0(2100)	液压的	机械的
块根联合收获机 КС-6	СМД-64	110,3	31,7(1900)	液压的	液压的

通过动力转换器把能量（动力流）转换成机械能并传递给农业机械的执行机构（工作部件和行走器）的系统通常称之为传动装置或动力传动（见参考文献1,6）。传动功率流的特征是力和速度因素。旋转运动的特性关系式为 $N = M\omega$ （式中 $M$ ——扭矩； $\omega$ ——角速度），而直线运动的关系式为 $N = Fv$ （式中 $F$ ——作用力； $v$ ——力流速度）。力流的转换包括它的速度和动力因素的改变。

当农业机械或机组的运动已确定时，工作部件（或行走器）的扭矩和转速之间的关系服从于定律 $nM = \text{const}$ 。在自走式农业机械中，这个相互关系借助分级机构（齿轮传动箱—КП）和利用摩擦式离合器的联结来保证传动齿轮箱内部速度级和扭矩级平滑的变化。平滑调节可用带液压操纵的楔形胶带减速器来实现。

农业机械的机械传动根据机器的复杂程度可能包括各种传动装置、离合器（联轴器）、轴承支承的类型。分析组成部件。例如，播种和栽植机械传动装置的特点是结构简单、转速低和载荷小（图2、3）。分析结果表明，滚子型和钩型链传动以及圆锥齿轮减速器是传动机构的主要组成部件。播种机传动机构的其余部件可能是圆锥齿轮和圆柱齿轮、链（开式或

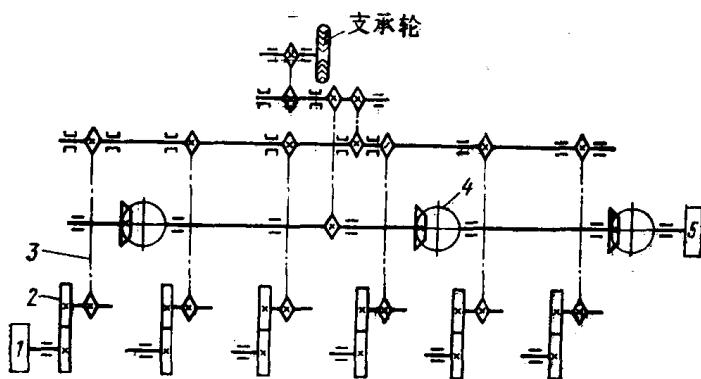


图2 CCT-12甜菜播种机的传动系统图

- 1—排种盘(6个)；2—圆柱齿轮传动；
- 3—链传动；4—圆锥齿轮传动；5—排肥器(6个)。

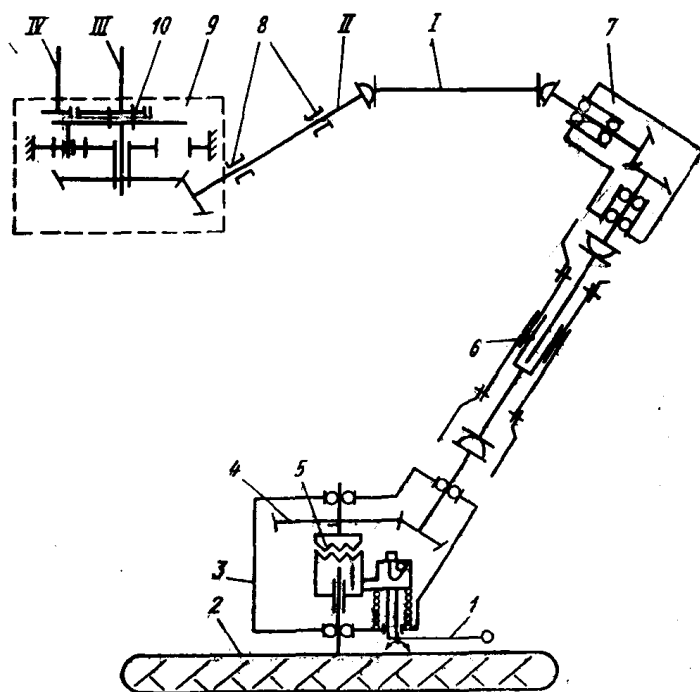


图3 法国《Huard》公司通用播种机的传动图

- 1—牙嵌式离合器的啮合机构；2—地轮；
- 3—最终圆锥齿轮减速器；4—圆锥齿轮传动；
- 5—牙嵌式离合器；6—万向节轴伸缩式连接器；
- 7—圆锥齿轮减速器；8—滑动轴承；9—锥齿-行星齿轮传动装置；10—偏心轮；I—万向节轴；II—过渡轴；III—排种器轴；IV—侧壁搅拌器轴。



闭式) 传动、万向节传动轴。为了保证播种不同作物所需的排种器转速, 在播种机的传动机构上采用设有机械调速的链传动或齿轮传动箱。

第 II 类传动(悬挂式旋耕机、牵引和悬挂式收获机、施肥机械等) 的特性是工作部件输入轴的转速达  $17s^{-1}$ , 扭矩达  $2000Nm$ 。传动机构工作处于稳定静态特性时, 而工作部件的运动出现周期性的动态超载。为了预防瞬时超载采用安全离合器和弹性联轴器。考虑到在啮合具有固定转速 ( $16.7s^{-1}$  或  $9s^{-1}$ ) 的拖拉机动力输出轴转动时将引起极大的惯性力矩, 因而在牵引式或悬挂式农业机械的传动机构上采用单向离合器。这些机器的传动机构又可分为三种类型(表 3): I ——借用万向节传动轴和拖拉机动力输出轴组成传递功率流部分; II ——在拖拉机动力输出轴上装置分配齿轮箱作为传动机构的第一个组成部分; III ——以单排或双排链传动作为传动机构的起始组成部分。

表 3 牵引式和悬挂式农业机器传动系的组合部件与其拖拉机动力输出轴的顺序功率流

类型	传动装置的组合部件															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
I																
II																
III																

自走式谷物联合收获机的传动机构是个复杂系统, 该系统具有不固定的非标准的以及具有间隙的连接。这类机械在复杂的田间条件下工作时常承受着交变的外载, 而工作部件的运转又具有稳定的特性。因此, 它的传动装置常采用机械传动(例如, 用于谷物联合收获机 CK-5 «Нива» 和 CK-6 «Колос» 上) 与液压传动组成的综合式, 后一种传动用于甜菜联合收获机 KC-6 (液压传动置于行走系统中)。谷物联合收获机 CK-5 的传动系统示于图 4。

在自走式机械中传递发动机的动力流可分为两支力流: 一支经三角胶带传动和变速器、离合器、齿轮传动箱, 带圆锥齿轮差速器的主传动器和两个最终减速器流向行走部分; 另一支经三角胶带和链传动、安全离合器和联轴器、轴承支承, 三角胶带减速器、万向节传动轴流向联合收获机的工作部件。

机械传动的操纵和调节系统有机械的、液压的、电的和电液压的。例如，借助液压系统移动《Нива》联合收割机行走系统减速器的中间控制盘来实现操纵的，调整播种机的排量是用机械系统进行的。

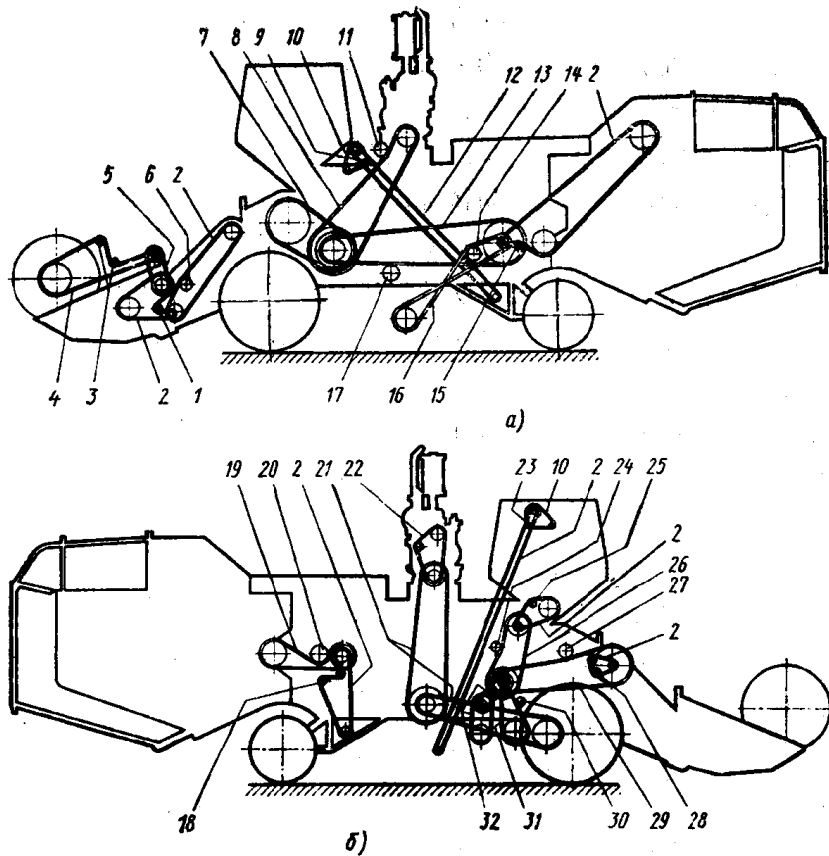


图4 谷物联合收割机SK-5《Нива》传动系统图

a) 左视图; б) 右视图;

1、3、6、9、15、18、23、25、28、—链条; 2、12—链条 ПР-19, 05-2500; 4—链条 ПР-15, 875-2300-2; 5、7、8、13、16、19、21、22、26、29、31、32—胶带; 10—链条 ПРД-38-3000; 11、14、17、20、24、27、30—张紧辊轮。

## 2. 机械传动的特点

农业机械的机械传动与其他部门的机器传动在结构、使用和技术-经济指标上有所不同，而农业技术装备的结构和使用制约特点是：

一年内使用机器被限定在极短的农事季节内（一年内利用期限为90~250h，它决定于机械类型），它导致机器费用回收期的延长；

机器作业和保管处于变化的土壤-气候和生物条件下（即处于高的和低的气温下、降雨和降雪天气、磨蚀和植被的环境中、不平地形和山坡地区等），这些条件均影响到它的可靠性、防腐性和修复的合理周期。

由动态超载产生的载荷不均匀性是因收割作物、起伏不平的地形、地块大小、以及耕层含石块及其他杂物的生物特点所引起的。

作业季节内耗于技术维护和修理的最少费用是以降低农业作业期间强迫停车的损失作为必要性条件。

低的材料用量与农业机械的许用重量相联系，这一点是以农业技术要求为出发的。

上述特点证实，农业机械的机械传动属于多次效能系统，它的使用特点为周期性。机器的使用期限决定于它的类型，其变化范围为5~10年。所以，传动装置及其组成构件的计算寿命应为450~2500h。在机械传动的结构上必须采用提高强度和可靠性的耐腐蚀、耐磨损和耐温性的材料，以及防护镀层和密封装置。

在链传动装置上采用提高硬度的链条，它由合金钢制成，涂有专用防腐层，并在油中浸煮过，秋冬季保存期要周期性上油和涂防锈油。胶带传动采用由专门的胶布材料（耐磨性、耐温性和耐油性）制成的三角胶带。在传动装置的支承处采用季节性或一次性润滑的滚动轴承，并装有专用金属橡胶多唇形密封圈以防止腐蚀金属和植被的粒子进入轴承，以及预防漏油。齿轮减速器为了防止漏油在轴承部件的壳体与密封压盖之间装有相应的密封填料，而紧固件应有防蚀涂层。

考虑到在播前整地、播种和收获时处于天气变化的条件，常迫使农业技术装备停机，停机每小时都可能带来不可弥补的损失，传动装置的设计者应使技术维护和修理时间减至最少限度。最近几年为此目的而采用的装置有：用三角胶带传动代替需要定期涂润滑油和修理的链传动；用封闭于润滑油中的链传动代替一般开式链传动；齿轮减速箱代替了开式齿轮传动，开式齿轮传动常遭受急剧的磨料磨损以及需要定期的润滑；季节性的或一次性润滑的闭式滚动轴承代替了需要经常性润滑的开式轴承，以及其他传动等。以上措施可保证技术装备的连续工作，减少工作时间的理论误差，降低润滑材料的消耗。

采用提高零部件耐久性的方法与更换机械传动机构最关键组成构件的办法，均可节约技术维护的时间。

由于限定移动式农业机械的许用重量，设计工作者正在探索解决这些传动装置的过程中，他们有可能获得最小限制的传动装置的重量。因此，苏联和其他国家对减速器的壳体常以铝制的来代替铸铁的，用烧结材料和塑料制作的链轮来替换装有滚动轴承的铸铁链轮，以窄断面的胶带和尺寸小重量轻的胶带轮代替标准断面的三角胶带及其带轮；用塑料的万向节轴护罩代替金属的护罩，以塑料的或铝制的带轮代替铸铁的和钢的等。

### 3. 机械传动设计与计算的基本原理

苏联国内外学者（В. Н. Кудряцев, Д. Н. Решетов, Б. А. Пронин, А. С. Антонов, Г. Нимани, Е. Мозер, Ф. Дудидца等）进行研究的结果表明，正确选择传动装置类型，合理的配置和设计，有助于获得较高的机器技术经济和使用指标。设计传动装置时所创制的结构，它必须保证具有较高的可靠性和效率，低的材料用量，不大的技术维护和修理费用。

设计者着手构思农业机械传动装置的设计与计算的草图阶段时，即当构思工艺程序，机器的机动和装配图，完成工作部件的设计以及选择机器机组的方式时。设计者设计农业机械的机械传动所需的原始资料是：机器机组匹配的方式类型（牵引的、悬挂的、移动式和固定式）；工作部件和行走系统（移动式机器）的机动和功率参数；工作部件、机器机组和部件的配置

参数(大小、重量、配置和成本),使用条件和机器保管、机器的使用期限。

在设计传动装置的过程中,必须进行设计计算(选择传动类型、传动系统、动力和几何参数均基于原始资料)以及复核传动装置的计算(为使所有传动参数更加准确,在设计计算中要注意最后两个原始资料项和引入相应的修正参数)。

设计机械传动装置包括下列阶段:设计机动图,计算功率和作用于传动机构组成部件上的力,校核计算,绘制配置图和传动装置的工作图。

传动比和调速范围是绘制机动图所需的基本参数。

传动比 $u$ ,说明传动装置主动单元(动力转换器)与其从动单元(执行机构)角速度(圆周速度,转速)的比例特性。传动比应不同于转速比 $u$ ,转速比常大于或等于1,在齿轮传动装置中该符号被认为是轮齿数对齿轮齿数的比,在链传动装置中为大链轮齿数对小链轮齿数之比,在蜗杆传动中为蜗轮齿数对蜗杆头数之比,在胶带传动中为大带轮直径对小带轮直径之比。

自走式机器传动装置的传动比

$$u_0 = \omega_{a.}/\omega_p = v_{a.}/v_p = n_{a.}/n_p$$

由拖拉机动力输出轴驱动的机器—拖拉机机组

$$u_0 = \omega_{a..}/\omega_p = n_{a..}/n_p$$

由支承轮驱动的机器

$$u_0 = \omega_s/\omega_p = v_s/v_p = n_s/n_p$$

式中 $\omega_p$ 、 $\omega_{a.}$ 、 $\omega_s$ ——相应的工作部件、发动机和支承轮的角速度,rad/s; $v_{a.}$ 、 $v_s$ 、 $v_p$ ——发动机、支承轮、工作部件的圆周速度,m/s; $n_p$ 、 $n_{a.}$ 、 $n_s$ ——工作部件、发动机、拖拉机动力输出轴的转速, $s^{-1}$ 。

传动装置中依次啮合 $n$ 档的传动比

$$u_{0np} = u_{01}u_{02}\cdots u_{0n}$$

在使用无级调速传动装置(变速器)时,调速范围为运动参数。

$$* D = n_{2max}/n_{2min} = u_{max}/u_{min} = D_1D_2$$

式中 $n_{2max}$ 、 $n_{2min}$ ——变速器从动轴相应的最大和最小转速; $u_{max}$ 、 $u_{min}$ ——最大和最小的传动比; $D_1$ 、 $D_2$ ——主动和从动轮的最大计算直径; $d_1$ 、 $d_2$ ——主动和从动轮的最小计算直径传动比:

$$u_{max} = n_1/n_{2min} = D_2/[d_1(1-\xi)]$$

$$u_{min} = n_1/n_{2max} = d_2/[D_1(1-\xi)]$$

式中 $\xi = 0.01 \sim 0.02$ ——由于胶带滑移的相对速度损失。

计算出机器传动装置总的传动比后,接着求解传动机构—机械传动组成部分选定的传动比。传动类型的选择决定于机械传动和离合器的几何与运动指标(表4),考虑到利用通用的和标准的组装部件和零件,建议以相应的关系式(表5)计算有关参数,组装单元和零件列入标准-技术文件(附表1)。

计算机械传动的功率时,必须求出工作部件消耗的功率 $N_p$ ,传动机构 $N_{TP}$ ,总功率 $N_c$ ,能量转换器和行走系统(自走式机器) $N_{x..}$ 。

工作部件的功率可按众所周知的Б.П.Горячкин公式来计算:

$$N_p = N_1 + N_2 + N_3$$

\*原稿有误:  $D = D_1D_2/d_1d_2$  (译注)

表4 农业机械的机械传动的比较指标

指 标	齿 轮 传 动 和 减 速 器	万 向 节 传 动 轴	链 传 动	三 角 胶 带 传 动
功能的应用	适于任何配置轴的传动：平行的配置(圆柱齿轮传动)相交的(圆锥齿轮传动)，相错的(蜗轮和偏轴锥齿轮传动)	适于传动空间两轴呈(达30°)一定角度配置的旋转运动	当轴间距离用胶带传动显得过小，而用齿轮传动又显过大时，可采用链传动来传动水平面或垂直面平行轴之间的旋转运动	适于传动平行轴之间的传动比和中心距较大的旋转运动
传递功率不大于, kW	150	170	40	75
转速不大于 $\text{min}^{-1}$ ( $\text{s}^{-1}$ )	1000(16.7)	1500(25)	1500(25)	2400(40)
圆周速度, m/s	最低速0.5； 低速0.5~3.0； 中速3~15； 高速大于15	7~10	低速2.0； 中速达6.0	25~30
中心距, mm	140	1500~2000 (万向节轴铰节中心距)	120~1200	2000~4000
效率	0.96~0.98 (减速器)；0.94~0.96 (开式传动)	0.97~0.99	0.94~0.97	0.92~0.95
传动比 <i>i</i>	14	1	4~7	8~10
许用瞬时超载%	200	300	200	200~300
环境空气温度℃	由-40至+50	由-20至+40	由-20至+40	由-30至+60
优 点	传动速度和速比范围较大；无滑转；传动比恒定，不因载荷而改变；传动效率高；轮廓尺寸小；工作可靠；寿命长	结构紧凑，可传动空间呈一定角度的扭矩，且范围较大；外形尺寸和重量不大；效率高；使用时无需特殊维护；当无旋转运动时，轴间角可达90°；工作可靠；寿命长；拆装容易	单排链能使几个轴同时运转；传动比恒定，与皮带传动相比外形尺寸小；在轴间距较大时，传递旋转运动的可能性；效率高；作用于轴承上的载荷较胶带传动的小(不需预加应力)；成本低	结构简单；工作无噪音；能缓和冲击载荷；传动比较大，变速容易；无需润滑；拆卸胶带较易；成本较低
缺 点	制造精度要求高；噪音大；在某种情况下不能获得任意传动比，是由于齿轮的齿数不能分度开；成本较高	限定工作倾角达(30°)；伸缩套连接装置的轴向载荷很大，影响中介轴承座的寿命；转速为1000r/min须进行平衡	被动轴的链速度和角速度不均匀(特别是当主动链轮速度大而齿数少时)而引起传动的附加动载荷，并使噪音加大；不能传动非平行轴之间的运动；铰链易磨损；寿命较短；在使用中需精细保养	传动比不稳定；与齿轮传动相比外形尺寸大；作用于轴承支座上的载荷较链传动大，轴向力亦大(根据构造型式达圆周力的1.5~3.8)可能产生打滑；胶带由于工作时间和载荷而伸长；胶带伸长依赖于温度和湿度；当带上附有灰尘、杂质、油和湿气时将引起摩擦系数的变化；带的寿命较短



续表 4

指 标	齿 轮 传 动 和 减 速 器	万 向 节 传 动 轴	链 传 动	三 角 胶 带 传 动
功能特性	小齿轮上的扭矩 $M_T$ , 传动比 $u$ 和输入轴的转速 (或输出轴 $n$ ), 作用于轴末端的悬臂载荷 $Q$	扭矩 $M$ , 轴的倾角 $\gamma$ , 转速 $n$	链节距 $t$ , 传递功率 $N_1$ (有效力 $P$ ), 传动比 $u$ 和小链轮的转速 $n_1$ ; 传动的水平倾角 $\gamma$	胶带截面, 传递的功率 $N_1$ (牵引力 $P_1$ ); 传动比 $u$ 和对水平的传动倾角 $\gamma$ ; 小带轮的转速 $n_1$

表 5 机械传动的的基本运动和几何参数

传动装置的型式标准文件号	传 动		直 径 mm	速 度 m/s	中 心 距 mm
	传动比	转速比			
套管滚子链传动 (单排和双排), 链应符合ГОСТ 13568-75, OCT 23.2.472-77 链轮应符合OCT 23.2.44-80, OCT 23.2.45-80的规定	$\frac{Z_m}{Z_n}$	$\frac{Z_n}{Z_m}$	链轮分度圆直径 $D_0 = t / \sin(180^\circ / z)$	$V = \frac{znt}{6 \cdot 10^4}$	$(35 \sim 50)t \angle A \angle 80t$ , 这里 $t = 12.7, 15.875,$ $19.05, 25.4, 31.75,$ $38.1, 50.8 \text{ mm}$
三角胶带传动 标准截面的带和带轮应符合ГОСТ 10282-75, OCT 23.2.468-77, 窄截面带应符合PTM 38.40545-79, 多楔三角带应符合TY 38.405258-79的规定	$\frac{n_m}{n_n}$	$\frac{n_n}{n_m}$	从动轮计算直径 $D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2}$ 主动轮计算直径 $D_1 = \frac{D_2 n_2}{n_1}$	$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ $= \frac{\pi D_2 n_2}{60}$	$A_{\min} = 0.55(D_1 + D_2) + h$ , $A_{\max} = 2(D_1 + D_2)$
圆柱直齿单级传动 齿轮应符合OCT 23.2.427-82, 减速器应符合PTM-A 23.2.098-78, PTM-A 23.2.099-78, PTM-A 23.2.143-78的规定	$\frac{n_m}{n_n}$	$\frac{n_n}{n_m}$ $= \frac{z_n}{z_m}$ $= \frac{d_n}{d_m}$ $= 1 \sim 4$	齿轮分度圆直径 小齿轮 $d_m = m z_m$ 大齿轮 $d_n = m z_n$	$V = \frac{\pi d_m n_m}{60}$ $= \frac{\pi d_n n_n}{60}$	$A = 0.5(z_m + z_n)m$
锥齿单级传动 锥齿轮应符合OCT 23.2.428-82, 而减速器应符合OCT 23.2.340-81, PTM-A 23.2.090-78, PTM-A 23.2.190-78的规定	$\frac{n_m}{n_n}$	$\frac{n_n}{n_m}$ $= \frac{z_n}{z_m}$ $= \frac{d_n}{d_m}$ $= 1 \sim 3.5$	大小锥齿轮分度圆直径 小齿轮 $d_m = m_n z_m$ 大齿轮 $d_n = m_n z_n$	$V = \frac{\pi d_m n_m}{60}$ $= \frac{\pi d_n n_n}{60}$	锥距 $L = \frac{d_m}{2 \sin \varphi_m}$ $= \frac{d_n}{2 \sin \varphi_n}$

表中  $t$ —链节距;  $z$ —链轮齿数; 下标符号,  $6$ 和 $m$ —大和小链轮,  $B_{III}$ 、 $B_M$ —主动、从动链轮;  $h$ —胶带截面高度 mm;  $n$ —带轮的转速;  $m$ —链的标准模数, mm; 下标符号 $III$ 和 $K$ —小齿轮和大齿轮;  $m_n$ ;  $k$ —圆锥齿轮的计算模数, mm;  $\varphi_n$ ;  $k$ —圆锥齿轮的分度角。

式中  $N_1$  —— 消耗于克服摩擦力和空气动力阻力的功率； $N_2$  —— 加工部件阻抗消耗的功率； $N_3$  —— 耗于加工部件的打击和传递速度所需的功率。

在上式的基础上研究农业机械具体工作部件消耗功率的计算方法，从事这项工作的有 Г. Н. Синесков, М. А. Прутыгин, И. М. Барто, Г. Н. Петров 等。

当农业机械的工况处于稳定状态以及沿平整地表面运动时，一般计算它的动力转换器功率可写成下式：

对于第 I 类传动装置

$$N_K = (N_{P_1} + N_{P_2} + \dots + N_{P_n}) / \eta_{TP} = M_K \omega_K / (9545 \eta_{TP}) \quad (1)$$

对于第 II 类传动装置

$$N_{BOM} = (N_{P_1} + N_{P_2} + \dots + N_{P_n}) / \eta_{TP} = M_{BOM} \omega_{BOM} / (9545 \eta_{TP}) \quad (2)$$

对于第 III 类传动装置

$$\begin{aligned} N_{LB} &= (N_{P_1} + N_{P_2} + \dots + N_{P_n}) / \eta_{TP} + N_{x.c} / \eta_{x.c} \\ &= M_{LB} \omega_{LB} / (9545 \eta_{TP} \eta_{x.c}) \end{aligned} \quad (3)$$

式中  $N_K$ 、 $N_{BOM}$ 、 $N_{LB}$  —— 相应于机器支承轮、拖拉机动力输出轴和自走式机器发动机工作所需的总功率 kW； $N_{P_1}$ 、 $N_{P_2}$ 、 $\dots$ 、 $N_{P_n}$  —— 1、2 或  $n$  个工作部件所消耗的功率，kW； $N_{x.c}$  —— 行走系统所需的功率，kW； $M_K$ 、 $M_{BOM}$ 、 $M_{LB}$  —— 相应于轮轴、拖拉机动力输出轴、发动机输出轴上的扭矩，N·m； $\omega_K$ 、 $\omega_{BOM}$ 、 $\omega_{LB}$  —— 支承轮、拖拉机动力输出轴、发动机功率输出轴的转速  $\text{min}^{-1}$ ； $\eta_{TP}$ 、 $\eta_{x.c}$  —— 工作部件和行走系统传动机构的效率。

在传递功率流中，以顺序配置  $n$  速档的传动机构效率

$$\eta_{TP} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n$$

以平行配置工作部件和传动装置时，

$$\eta_{TP} = \frac{N_{P_1} + N_{P_2} + \dots + N_{P_n}}{N_{P_1} / \eta_1 + N_{P_2} / \eta_2 + \dots + N_{P_n} / \eta_n}$$

当已知工作部件输出轴的扭矩  $M_P$  和转速  $\omega_P$  时，工作部件的功率 (kW) 可由下式求得：

$$N_P = M_P \omega_P / 9545$$

农业机械的滚动功率 (kW)

$$N_n = f_n G_M V_M / (1020 \eta_{x.c})$$

式中  $f_n$  —— 滚动轮的阻力系数 (胎轮  $f_n = 0.06 \sim 0.16$ )； $G_M$  —— 带全载料斗机器的重力，N； $V_M$  —— 机器移动的行进速度，m/s。

由于机器-拖拉机机组在机器试验站 (МИС) 不同土壤-气候地区的动力评价资料加工和系统化的结果，可获得这些机组 (表 6) 动力指标的比例关系。在此情况下，发动机总功率  $N_e$  (按 OCT 70.2.2-73 标准发动机有效功率) 取 100%，机器-拖拉机机组在完成技术工艺加工过程中所消耗的功率。表 6 中所采用的符号： $N_n$  —— 拖拉机运移 (滚动) 所消耗的功率； $N_s$  —— 行走器打滑所损失的功率； $N_M$  —— 拖拉机主动轴 (行走器) 驱动传动机构消耗的功率； $N_T$  —— 拖拉机挂钩处的牵引的功率； $N_{BOM}$  —— 由拖拉机动力输出轴驱动农业机械工作部件所消耗的功率。当计算功率百分比时取它的最大值。

由表 6 得出的结论是，在机器-拖拉机机组中工作部件和运输装置经拖拉机动力输出轴消耗的功率为 1.5~91%  $N_e$ 。其中，如需要拖拉机动力输出轴小功率的播种机和栽植机是因为机器属于低的能量。除此而外，主要工作部件由传动装置或行走轮驱动，在机器的构成中

表6 机器-拖拉机机组组成部分动力指标的比例

机器名称与牌号	机组拖拉机的牌号	发动机有效功率的组成部分%								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
四行马铃薯栽植机CKC-4	T-150	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
播种撒肥机CCT-10	MT3-80/82	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
马铃薯栽植机CH-46	MT3-80/82	3	3	3	3	3	3	3	3	3
移栽机BHC-2.8	T-74	11	11	11	11	11	11	11	11	11
撒肥机PYM-8	T-150K	15	15	15	15	15	15	15	15	15
撒肥机PYM-16	K-701	16	16	16	16	16	16	16	16	16
甜菜联合收获机KCT-3A	T-150	24	24	24	24	24	24	24	24	24
喷洒液体肥PЖT-8	T-150K	27	27	27	27	27	27	27	27	27
大麻收割机ЖСК-1.9	MT3-50	32	32	32	32	32	32	32	32	32
旋转中耕机KΦ-5.4	MT3-80/82	35	35	35	35	35	35	35	35	35
洋葱挖掘机ЛКГ-1.4M	MT3-80/82	35	35	35	35	35	35	35	35	35
大麻收割机ЖСК-2.1	MT3-50	37	37	37	37	37	37	37	37	37
洋葱挖掘机ЛКГ-1.4	MT3-80/82	30	30	30	30	30	30	30	30	30
马铃薯联合收获机KKY-2A	T-74	43	43	43	43	43	43	43	43	43
甘蓝联合收获机MCK-1	MT3-80/82	45	45	45	45	45	45	45	45	45
马铃薯联合收获机KCT-1.4	MT3-82/82	46	46	46	46	46	46	46	46	46
马铃薯挖掘机KTH-2B	MT3-80/82	48	48	48	48	48	48	48	48	48
马铃薯挖掘机KTH-3B	MT3-50JI	47	47	47	47	47	47	47	47	47
亚麻联合收获机ЛКБ-4T	MT3-80/82	49	49	49	49	49	49	49	49	49
茎叶联合收获机БМ-6A	MT3-80/82	50	50	50	50	50	50	50	50	50
马铃薯联合收获机УКВ-2	MT3-80/82	55	55	55	55	55	55	55	55	55
亚麻联合收获机KY-0.2	MT3-50	62	62	62	62	62	62	62	62	62
泽地旋耕机ΦBK-1.5	ДТ-75	72	72	72	72	72	72	72	72	72
旋转犁ПР-2.7	T-150K	64	64	64	64	64	64	64	64	64
灌木地旋耕机ΦKH-1.7	T-100MБTC	79	79	79	79	79	79	79	79	79
泽地旋耕机ΦBK-2	T-150	97	97	97	97	97	97	97	97	97

被动工作部件占多数。这类机器的牵引功率达到58%，收获机械（46~82%Ne）和旋耕机（35~91%Ne）则经拖拉机动力输出轴消耗发动机功率的大部分。

在移动式收获机械中（马铃薯收获机、肉质直根作物的收获机、洋葱挖掘机等）以减少被动工作部件数和增加旋转与直线运动的工作部件数来增大经由拖拉机动力输出轴所消耗的功率，以减小牵引功率。

机器-拖拉机机组功率消耗于运行的 $N_n$ 为发动机功率的27~4%Ne，而耗于拖拉机动力输出轴的传动机构或传动装置为2~14%Ne，滑轮损失为0.1~8%Ne。

为了合理设计传动装置不仅需要知道标定功率、转速和传动数，而且还应知道启动转矩、启动次数，每天和每季的工作时间，使机器运行的动力系数和动力源（发动机、拖拉机），以及在临界情况下固有扭转振动的频率。当缺乏测定扭转力矩的资料时，对传动装置某工作（使用）条件推荐临时按相似的装置选取其值。

按照公式(1)~(2)计算出功率 $N_{\text{ДВ}}$ 、 $N_{\text{ВОМ}}$ 和 $N_{\text{К}}$ 值以及说明书或手册选用相应牵引级拖拉机的发动机和动力输出轴（参阅表1），以及支承轮的尺寸。

计算作用于传动机构组成部件上的力包括下列阶段：

订正选择更加合理传动装置的类型，应考虑到计算传动装置已经采纳的运动和功率特性（参阅表4和第2~5章）。

当计算和设计以农业机器传动机构传递功率流的中间隙轴，以及机械传动装置轴的末端时，必须利用下列计算关系式来确定已选出圆柱轴末端直径的许用扭矩（ $N \cdot m$ ）：

$$M = Kd^3 \cdot 10^{-3}$$

式中 $d$ ——轴终端直径 $mm$ ； $K$ ——系数，它由许用扭应力 $\tau$ ，以及载荷与轴的材料极限强度 $\sigma_B$ 和硬度相关的特性所决定， $MPa$ （表7）

表7 系数K由轴的载荷、强度和材料硬度的特性确定

强度极限 $\sigma_B$ MPa	轴的硬度 HB	纯 扭 力			径向载荷E的扭力+弯曲力 (施于轴端的中部)			
		a	b	c	当 $F < 250\sqrt{M}$		当 $F > 250\sqrt{M}$	
					a	b	a	b
500~850	145~250	8.0	5.6	4.0	5.6	4.0	2.8	2.0
850~1200	230~350	11.2	8.0	5.6	8.0	5.6	4.0	2.8
—1200	—350	16.0 22.4	11.2	8.0	11.2	8.0	5.6	4.0

注：a—永久载荷；

b—活载，它的最大值达两倍；

c—交变方向的纯扭力。

不同许用扭应力的系数K，必须按下列比例选择：

$K, MPa \dots 2.0 \quad 2.8 \quad 4.0 \quad 5.6 \quad 8.0 \quad 11.2 \quad 16.0 \quad 22.4$

$\tau, MPa \dots 10 \quad 14 \quad 20 \quad 28 \quad 40 \quad 56 \quad 80 \quad 112$

圆柱轴末端的许用扭力矩由不同的系数K值确定（表8），根据许用扭力矩由标准系列中选择相应的轴末端直径。轴末端的其他尺寸（长度、键槽尺寸、倒角半径）由安装在轴上零件的固结型式所决定，螺纹孔和螺母的参数可引用标准OCT23.2.404—81。

计算和选择轴的轴承支座应符合基本关系式和原理，其关系式和原理可参阅本书第2章和PTM—A23.2.026—77，PTM—A23.2.027—77。

在某些条件下不可能采用通用的或标准的传动装置、离合器和中间支承座，这是由于机器配置和结构特点、工作部件的特殊排列或工作特殊等造成的。属于这种情况的有喷灌机、喷雾器、旋耕机等的减速装置。在此情况下利用非通用（专用的）的传动装置、离合器和支