

农业机械文摘

(第 三 集)

科学技术文献出版社重庆分社

农业机械文摘 (第三集)

中国农业机械化科学研究院情报室
(北京德外北沙滩一号)

洛 阳 拖 拉 机 研 究 所 编 辑
(洛阳市涧西)

科学技术文献出版社重庆分社 出 版
(重庆市市中区胜利路91号)

四川省新华书店重庆发行所 发 行
科学技术文献出版社重庆分社印刷厂 印 刷

开本: 787×1092毫米1/16 印张 6.50 字数 25 万
1979年 9 月第 1 版 1979年 9 月第 1 次印刷
印数: 5000

书号: 15176·372

定价: 1.40元

目 录

拖 拉 机

综合问题	(1)
拖拉机制造	(3)
理论、设计、计算	(3)
整机	(10)
传动系	(13)
行走系	(13)
转向系和制动系	(13)
驾驶室和座椅	(14)
工作装置	(14)
拖拉机试验	(14)
使用和维修	(15)
材料、工艺	(17)

农 业 机 械

综合问题	(17)
农田基本建设机械	(30)
耕整地机械	(33)
播种、施肥机械	(39)
中耕、植保机械	(44)
排灌机械	(48)
收获机械	(57)
装卸运输机械	(66)
场上作业机械	(67)
其他	(73)

畜 牧 机 械

综合问题	(82)
牧草和青饲种植、收获、贮藏机械及设备	(84)
饲料加工和喂饲机械	(88)
畜禽舍管理设备	(94)
畜禽产品采集和初加工机械	(101)
附一、新增期刊及其订购收藏单位目录	(103)
附二、停作期刊目录	(103)

拖 拉 机

综 合 问 题

- A3 0395 拖拉机及其配套农具的技术发展——(Edmund Isensee), «Agrartechnik International», 1977, 56, №6, 10—11 (德文)

文中综述了目前各国农业拖拉机及其配套农具的发展概况。标准型拖拉机(即后轮驱动拖拉机)的功率已达150马力。大马力拖拉机的前轮直径大,不利于转向。故从120马力起,有采用扭腰式转向的。这种转向结构简单,但有时会造成翻车。四轮转向操纵轻便,得到广泛应用。坡地拖拉机采用蟹行式转向。除标准拖拉机外,自动底盘和系统拖拉机仍然存在。它们的马力大,可进行复式作业,有效地代替自走式农机。系统拖拉机在方案上无疑是正确的,但其倒档不便合理分级,故出现了梭行拖拉机。无级变速器已搞了20年,然而由于其噪音大,效率低,价格高,至今未正式使用。变速箱的发展趋势是,增加档数,使用和改进同步换档和负载换档。拖拉机用单胎时,子午线轮胎优于斜交轮胎。粘重土壤上,可用高花纹轮胎。拉美各国出现了可装双轮的拖拉机,但它不适用于西欧,因拖拉机宽度超过官方规定。四轮驱动比例在增加。75马力的拖拉机中,四轮驱动的占1/3~1/4, 85马力的占1/2, 100马力的占80%~100%。对拖拉机与其配套农具之间协调性要求日益提高。前、后悬挂用的三点农具自动联结器进一步被推广。拖拉机液压动力输出更加重要。例如,用来操纵翻斗挂车油缸、加力油缸、旋转犁和整地机具的联结等。但拖拉机的液压装置功率不能无限加大,否则其价格将过高。将来悬挂式农具势必向半悬挂式农具过渡。照片4。

〔冯镜明〕

- A3 0396 美国大功率拖拉机的发展趋向——(Хитров А. Н.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №3, 54—58 (俄文)

〔顾品铸〕

- A3 0397 回顾三十年代拖拉机的发展——(Williams M.), «Power Farming Magazine», 1977, 86, №8, 38—39 (英文)

- A3 0398 农业机械制造的进展——(Moens Adrian), «Macchine e Motori Agricole», 1977, 35, №12, 33—42 (意文)

- A3 0399 在农业机械中降低噪音和振动方面工作的主要方向——(Власенко В. М.), «Тракторы и сельхозмашины», 1978, №2, 30—32 (俄文)

〔顾品铸〕

- A3 0400 Lamborghini 公司及其历史——«Tracteurs et Machines Agricoles», 1978, №2, 39 (法文)

本文简单介绍了意大利拖拉机制造商中名列第三位的Lamborghini公司进行拖拉机生产的历史。1947年意大利的Cento, Lamborghini在手工生产的基础上开始生产小型农用机械。随后,它制造了第一批拖拉机。到1949年,它拥有十几个工人,每天生产一台拖拉机。1958年,拖拉机生产达到了年产1,500台,80%零件和Lamborghini自己设计的发动机都是本厂生产。1969年~1970年,生产拖拉机5,000台,在意大利市场上占第三位。每年拖拉机出口超过1,000台。现在,Lamborghini公司拥有660名雇员,其中工人480人,技术人员及管理人员180人。1977年拖拉机计划为8,900台,其中30%用于出口。照片2。

〔周建国 高建业〕

- A3 0401 Vandel 公司——«Tracteurs et Machines Agricoles», 1978, №2, 55—56 (法文)

本文简单介绍了Vandel公司和Steiger、Puma两种拖拉机。Vandel公司设在Mont-de-Marsan的米卡莱尔工业基地上,占地3公顷。该公司拥有非常完善的设备,其中包括一个3000米²的超现代化车间。该公司向法国和北非出口Steiger拖拉机。它是一种四轮相同的大马力铰接式拖拉机,年产5,000台。在世界同类拖拉机生产中位于前列。在Le Nord Dakota的 Fargo,有一座现代化的工厂,每28分钟就可以生产一台四轮驱动的Steiger拖拉机。1975年底,Vandel公司在Mont-de-Marsan研制了Puma拖拉机。该拖拉机的功率范围是150~195马力(Din),具有完全独立动力输出,档数多和驾驶室舒适等特点。目前,Puma拖拉机只有V175、V185、V195三种型号。其中V195的发动机是Caterpillar 3208型,8缸“V”形排列,气缸容积10400厘米³,功率195马力(Din)。照片16。

〔周建国 高建业〕

- A3 0402 EIMA-77 国际农业技术展览会展品——

(Bonini Vincezo), «Macchine e Motori Agricole», 1978, 36, №1, 39—48 (意文)

A3 0403 第七十九届韦罗纳国际博览会上的农业机械——(Беляев Н. М.等), «Тракторы и сельхозмашины», 1978, №2, 40—46(俄文)

1977年,在意大利的韦罗纳举行了第七十九届传统的国际农业博览会和第三十届农业机械交易会。包括美、英、法、西德、苏、意等二十多个国家的近1300个厂商参加了交易会。会上展出了各种拖拉机和农业机械。本文简要介绍了一些拖拉机和农业机械的结构特点及技术特性,指出了拖拉机和农业机械设计中的一些方向。表2,照片16。

〔顾品铸〕

A3 0404 西欧国家的拖拉机和农业机械的生产及销售——(Фактор Г. Л.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №1, 60—63(俄文)

〔顾品铸〕

A3 0405 评《农业拖拉机的设计与计算》一书——(Кузьков Г. М.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №1, 42, 59 (俄文)

本文评述了1976年出版的В. Я. Анилович和Ю. Т. Водолажченко 所著、В. П. Кашуба 编辑的《农业拖拉机的设计与计算——手册性参考书,重新增订第二版》,称它是一本有很大的理论和实际价值的书。

〔顾品铸〕

A3 0406 四轮驱动拖拉机与履带拖拉机的对比——(Brixius W. W.), «Power Farming Magazine», 1977, 86, №5, 10—14 (英文)

本文分析了四轮驱动拖拉机逐步取代履带拖拉机的原因,从性能比较、实际试验结果、成本分析、土壤压实、操纵使用等方面进行了论述。指出:四轮驱动拖拉机的生产率在坚实的土壤上比同等重量的履带拖拉机高22%。在蔗田进行几种耕耘作业表明,四轮驱动拖拉机的生产率比同等重量的履带拖拉机高36%~50%;每公顷使用成本四轮驱动拖拉机比履带式的低33%;两者对土壤的压实没有多大差别。

〔李润乙〕

A3 0407 使用蒸汽拖拉机的设想——(Wilson B.), «Power Farming Magazine», 1977, 86, №7, 45—47 (英文)

A3 0408 拖拉机统一标记的原则——(Голик П. Е.), «Техника в сельском хозяйстве», 1978, №1, 58—59 (俄文)

作者认为拖拉机统一标记应该主要满足两点要求。一是这一标记必须是最简单的;二是标记的内容应充分反映出拖拉机的基型和变型的使用性能。基于这一出发点,作者列表建议目前苏产拖拉机所应采用统一标记。如T-150拖拉机应标识为XT-3/165,其含意为哈尔科夫拖拉机厂生产的3吨级165马力的拖拉机。又如MT3-82应标识为MTY₄-1.4/80,其含意是明斯克拖拉机厂生产的1.4吨级、功率为80马力的四轮驱动万能拖拉机。

〔徐伟恩〕

A3 0409 有关拖拉机轮胎的知识——«World Farming», 1977, 19, №7, 54—55, 85 (英文)
文章叙述了轮胎的型号标记及使用方法。

〔商俐娜〕

A3 0410 轮胎规格的表达方法——«Agrartechnik International», 1977, 56, №7, 38 (德文)

文中介绍了西德工业标准DIN7807规定的拖拉机前、后轮轮胎和农机具轮胎规格的表达方法,并举例作了说明。例如在后轮轮胎16.9R30(14—30)6PR Super50中,16.9为轮胎宽度(吋),在胎侧光整部份测定,轮胎装在最大可能采用的轮圈上;R表示子午线结构类型;30为轮圈直径(吋);(14—30)是不符合标准规定的附加代号,表示装在标准轮圈上测定的数值;6PR表示轮胎承载能力,相当于6层棉线层的同尺寸轮胎;Super50是轮胎厂自定的牌号名(未标准化)。在前轮轮胎5.50-16MA5 6PR中,5.50为轮胎宽度(吋);MA5为轮胎厂自定的牌号名(未标准化);6PR的含义同上。在农机轮胎730×140(13×45)中,730和140分别表示轮胎总直径和胎侧高度(毫米);(13×45)是附加数字,分别表示轮胎宽度和轮圈直径(厘米)。图1。

〔冯镜明〕

A3 0411 西德农业拖拉机市场分析——«Agrartechnik International», 1977, 56, №7, 26, 28 (德文)

文中以表格形式从各个有关情况分析了西德拖拉机市场的现状。西德拖拉机市场主要受两个因素的影响:农场收入和农产品价格。近20年来,西德市场上拖拉机销售量从99,000台降到60,000台以下,而平均功率由16马力提高到65马力,每年增加1.5~2马力。西德拖拉机保有量则由40万台上升到140万台。文章指出,不论是拖拉机保有量或销售量都与农场数量和大小有关。1960~1980年(后3年的数据是预计的)各种大小农场的统计数字表明,1949年以来,10公顷以下的农场数锐减,20公顷以上的农场数在增加,10~20公顷的起初是增加的,60年代中期以来复又减少;这些变化都影响到拖拉机保有量和销售量的增减和平

均马力。十多年来,美国 John-Deere 公司西德分公司每年对西德1500个有代表性的农场进行了研究,并确定其“理想”的拖拉机保有量,把它与实际的保有量作了比较。1974年7月1日统计,西德现有农业拖拉机中,平均役令为11.2年。54%的拖拉机役令大于10年,27%的大于15年,有10万台役令超过20年。文中列出了下述表格:(1)1973~1976年西德农场收入、农产品价格和拖拉机销售量的变化;(2)1960~1980年西德各种规模农场的增减数字;(3)各种规模农场的“理想”的拖拉机保有量;(4)1960~1980年西德全国拖拉机“理想”和实际保有量的发展;(5)各种规模农场对新拖拉机的购买百分比;(6)1965年以来,西德国内每年拖拉机销售(包括旧拖拉机销售)的计算和实际台数的变化。〔冯镜明〕

A3 0412 65马力以上大功率农业拖拉机技术数据表——《Agrartechnik International》, 1977, 56, №7, 15—17 (德文)

文中综合列出了世界各国65马力以上大功率农业拖拉机的技术数据,共包括一百三十多种型号。

〔冯镜明〕

A3 0413 怎样选择拖拉机的大小、性能和质量——(Buckingham F.), 《World Farming》, 1977, 19, №7, 28 (英文)

A3 0414 增大柴油拖拉机功率的方法——(Siemens J. C.), 《World Farming》, 1977, 19, №7, 27, 110—111 (英文)

本文介绍了加大喷油泵的喷油量、装置涡轮增压器、在进气中添加液化石油气及加大气缸内径等增大柴油拖拉机功率的方法。

〔商俐娜〕

A3 0415 采用积极消音措施的轻声柴油机——(Gagel K.), 《Agrartechnik International》, 1977, 56, №7, 12—13 (德文)

西德 Hatz 公司经10年的努力,研制了一种轻声柴油机系列(Silent-Power 系列),它包括二、三和四缸3种型号,功率范围10~60马力。采用了减弱噪音源和隔音、减音措施。其中主要有:(1)曲轴箱刚度大,从而固体声小。中接面设在合适地点,阻止固体声的传播;(2)轴承间隙小;(3)采用特别适合降低噪音的燃烧系统(直接喷射式,四孔喷油咀,设计合理的螺旋进气道);(4)用二根凸轮轴,其中一根用于适应各个转速下的喷油始点,这就可使发动机在整个转速范围内,特别是在加速时的噪音降低;(5)凸轮外形合理,对气门传动机构只产生往复的加速力,故减少了气门传动机构的噪音;(6)曲轴刚性设计得特别大,难以激励起振动;(7)采用自动调节式活塞。活塞间隙小,且不受发动机载荷的影响,

(8)气门室罩形状特殊,减小了辐射噪音的表面积,从而也降低了气门噪音和进气噪音;(9)凸轮轴驱动齿轮的几何参数选择考虑到轻声要求;(10)曲轴箱悬架采用隔离固体声的结构。风扇横截面上,转速低,采用塑料等合适材料,故其噪音小。该系列柴油机有带隔音封罩和不带隔音封罩两种。图3。

〔冯镜明〕

A3 0416 拖拉机柴油机技术经济指标的改善——(Рыбаков И. М.), «Вестник с.-х. науки Казахстана», 1977, №12, 109—115 (俄文)

拖 拉 机 制 造

理论、设计、计算

A3 0417 用电子计算机模拟两轮及四轮驱动拖拉机的运动——(Rehkgler G. E.等), 《Agricultural Engineering》, 1978, 59, №3, 17—19 (英文)

作者们首先编制了一种两轮驱动拖拉机的模拟试验程序,应用于IBM 370/168型电子计算机上,以便研究在拖拉机翻滚时其保护装置的结构受力情况。现在也可用于由试验者控制的转向或制动等动作时观察计算机的反应。这种试验可以应用于两轮驱动的拖拉机,也可用于四轮驱动的拖拉机。模拟试验的地形假定为两块不同高度的水平地面,中间有斜坡联接起来。计算机试验研究结果可以用数字表示,也可以用运动的图象表示出来。图2。

〔宋 憬〕

A3 0418 用来预测越野车辆在各种不同类型土壤上压实情况的统计模型——(Raghavan G. S. V.等), 《J. of Terramechanics》, 1978, 15, №1, 1—14 (英文)

作者认为,在车辆轮子下面的土壤压实情况是可以由测量土壤密度、含水量以及取得数据点的位置来确定的。根据几千个数据点即可建立外压力、含水量和位置与干密度关系的统计模型。同样,在需要的情况下,也可得到滑转对压实的影响。对砂土、砂壤土、壤砂土和粘土分别建立了不同的模型。对每一种类型的土壤,都有一个使土壤压实最坏的临界含水量。考虑到这样的情况,必须将模型分成若干不同的类型。图6,参考文献6。

〔邵耀坚作 杨京校〕

A3 0419 高速履带车辆随机振动的计算——(Локунов М. Ф.), «Тракторы и сельхозмашины», 1978, №1, 8—9 (俄文)

文章指出,当带弹性悬架的高速履带车辆在不平道路上行驶时,机体将产生低频振动,影响其行驶平

顺性。行驶平顺性是用驾驶员座位上的垂直、和纵向-水平加速度的大小来评定的。对带弹性悬架的多支车辆而言,机体强迫振动的微分方程式为:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + 2n_z \dot{z} + \omega_z^2 z + a\dot{\varphi} + b\varphi &= Q_z(t); \\ \ddot{\varphi} + 2n_{\varphi} \dot{\varphi} + \omega_{\varphi}^2 \varphi + az + bz &= Q_{\varphi}(t), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, Z 与 φ —机体的垂直位移和角位移, $2n_z$ 及 $2n_{\varphi}$ —垂直振动和纵向角振动的阻尼, ω_z 和 ω_{φ} —车辆垂直振动和纵向角振动的固有频率, a 和 b —垂直振动和纵向角振动的关系系数, $Q_z(t)$, $Q_{\varphi}(t)$ —确定道路对车辆悬架作用的激振函数。机体和座位上驾驶员所受的激振力在很大程度上决定于车辆行驶道路的不平度。因此在选择车辆弹性和减振元件的参数以及计算其行驶平顺性时,均需知道道路的不平度特性。在运输车辆的振动计算中,地面不平度可借助稳定随机过程理论来近似求得。对于车辆振动,本文以T-150为例(高速履带拖拉机)在«Минск-22»型计算机上,用Рунге-Кутта求解法来确定机体的振动过程。根据计算和实际试验绘制了不同速度下(2.12米/秒~4.42米/秒)在玉米地和土路上行驶时的纵向-水平均方加速度与速度关系曲线。列表说明不同速度下最大垂直加速度和垂直均方加速度的数值。计算和试验结果的误差在玉米地上为4~7%,在土路上为9~13%,比通常使用频率法进行计算的结果精度大大提高。因此可用这种计算方法给高速履带拖拉机的设计提供驾驶员座位处加速度值。图3,表1,参考文献2。

〔唐才林摘 王文隆校〕

A3 0420 履带车辆水平运动的分析——(Kitano M.等), «J. of Terramechanics», 1977, 14, №4, 211—225 (英文)

本文通过模拟试验对履带车辆在水平地面上的非稳定运动进行理论分析。研制了一个试验履带滑转、惯性力及惯性力矩的模型,用来专门分析及预测车辆的转向动力学及驾驶性能。列出这种模型运动的微分方程式,并用数字计算机进行解算,计算机的输入信号是左右驱动链轮的圆周速度。这个模型曾应用来研究履带车辆的转向性能,包括履带滑转、侧滑角、横向转折角以及重心加速度等参数的瞬间变化。根据计算机提供的数据,发现履带车辆的稳定性及性能主要决定于转向时的各项条件。当车辆初速很高并超过8米/秒时,曲率半径急剧减小并使车辆后部产生激烈的外旋运动(Rear-end spin-out),车辆便不能控制。这种模型帮助我们较好地了解履带车辆动力学。这种模型和其他设计过程结合起来,将能使目前已有的履带车辆的设计、操纵或车辆安全得到改进和提高。图16,表1,参考文献9。〔王云谷摘 邵耀坚校〕

A3 0421 履带车辆驶经单个的不平地面时其机体振动与行驶速度的关系的研究——(Леонов С. И. 等), «Тракторы и сельхозмашины», 1978, №2, 14—15 (俄文)

履带车辆驶经不平地面时,其弹性支承的机体就要由原始位置产生偏移。当这种偏移达到足以使驾驶员产生不舒服感觉,以及影响机组部件的正常工作和紧固的加速度值时,那种运动工况是不希望有的。本文研究了履带车辆驶经不平地面时的状况,得出了两个临界行驶速度,在这些速度下,弹性支承的机体偏移将达最大值。文中还推荐了确定临界行驶速度的计算方法。图4,参考文献2。〔顾品畴〕

A3 0422 用重复载荷下的砂土剪切性能来表现履带车辆压力分布——(Kogure K.等), «J. of Terramechanics», 1977, 14, №4, 237—248 (英文)

本文描述了在重复载荷下的砂土剪切性能试验来模拟履带车辆地面压力分布的情况。剪力试验是用一个直接剪切仪器在砂土上进行的。试验证实,在重复载荷下的砂土剪切强度将随载荷次数的增加而减小。这使高速履带车辆所产生的土壤推力受到影响。图14,表1,参考文献12。〔王云谷摘 邵耀坚校〕

A3 0423 带半挂车的机组折叠角的确定——(Аверьянов С. Н.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №2, 44—45 (俄文)

本文研究了带半挂车的轮式拖拉机机组的转向工况。机组转向分四个阶段:1)刚进入转向,此时导向轮偏转角由零变到最大;2)机组作圆弧运动;3)退出转向,此时导向轮偏转角由最大变到零;4)半挂车进入直线轨道。给出了各阶段机组折叠角的计算公式,并指出具体计算方法。为了分析轮胎的侧向刚度对折叠角的影响,研究了刚性轮机组和弹性轮机组两种方案,得出了关系曲线。半挂车的横向稳定性不如拖拉机。机组在斜坡上向上坡方向转向,是最有侧向翻倾危险的工况。给出了在该工况下机组尚不失去侧向稳定性时的临界速度的计算公式,并指出了运用这些公式的具体方法。图3,参考文献4。

〔顾品畴〕

A3 0424 移动式机组最佳载荷工况的计算——(Агеев Л. Е.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №1, 31—35 (俄文)

在论证移动式机组最佳载荷工况的时候,重要的是正确选择各种性能指标的标准。本文在讨论这一问题时,既采用了各种性能指标的平均值(数学期望),也用性能指标的离差作为评定标准。机组的各种性能

指标分能量指标和技术经济指标两类；前者包括每秒燃料消耗量、燃料消耗率和发动机的有效功率，后者包括生产率、每公顷燃料消耗量、单位作业面积的使用费用和折合费用。给出了各计算式。图5，表1，参考文献4。

〔顾品筠〕

A3 0425 农用拖拉机带悬挂农具在道路上行驶时的转向可靠性问题——(Karl-Heinz Mertins等)，《Grundlagen der Landtechnik》，1978，28，№3，99—107 (德文)

本文认为，建立在统计学基础上的相似原理指出，农具在拖拉机上的配置不应单方面从操作的要求来考虑。特别在大型的拖拉机上，由于牵引功率和提升器的提升力都允许带重型的农具，在提升状态时，会造成前轮的过分卸载。从现有的资料看出，根据以往的评价指标可以求出所允许的最小平均前轴载荷与转向可靠性之间的关系。但随着行驶速度的提高，行驶的直线性和转向的可靠性很少受拖拉机的静态车轮载荷的影响，而更多地取决于整个系统的振动特性。因此，车轮的动态载荷是很关键的。在模拟计算机上进行的系统模拟，得出一台50千瓦的标准型拖拉机采用各种后悬挂方案和前配重方案时，转向轴上的车轮载荷因素与整机轴间载荷分布的紧密关系。前配重经证实是有效的。但两轮驱动的拖拉机为了发挥足够的牵引力，重心靠后，这样就带来了问题。一般情况下，车轮的动态载荷因素随速度的提高而增加。在采取驾驶室弹性悬架等措施后将大大降低驾驶员的动载荷，预期行驶速度将进一步提高，转向操纵问题将尖锐化起来。根据新的方法得出的车轮载荷概率函数，整理出涉及车轮的振动振幅和转向轴上车轮载荷的功率密度谱。作者认为，是否能利用这些结果来判断拖拉机组的转向可靠性，还待于对今后行驶动力学研究加以证实。应特别指出各种转向操纵下轮胎载荷与车辆反应间的关系。在今后的研究中应寻求各种悬挂农具、提升器和转向装置的参数，以便于选择行驶安全可靠农用车辆。图15，表1。

〔余群〕

A3 0426 关于具有液力机械式传动系统的履带式农业拖拉机传力装置在燃料经济性达到最高的工况下的工作——(Анохин В.И.等)，《Тракторы и сельскохозяйственные машины》，1978，№2，3—5 (俄文)

在农业生产中，拖拉机大量的牵引作业是不满载的。具有液力机械式传动系统的履带式农业拖拉机在不满载条件下工作时，其燃料经济性变坏。这种拖拉机的燃料经济性主要由装在拖拉机上的传力装置的燃料经济性能所决定，它一方面跟由加速踏板所给定的

发动机速度工况有关，另一方面跟由外载荷的大小所决定的液力变矩器涡轮轴的载荷工况有关。当包括有不可透液力变矩器的传力装置在不满载区域工作时，涡轮轴的载荷工况和发动机的速度工况之间有一个最佳的关系，如果这个关系能够实现，传力装置的燃料经济性将是最高。本文讨论了这个最佳关系的确定方法。图5，参考文献2。

〔顾品筠〕

A3 0427 拖拉机的牵引性能及其改善方法——(Ralph Sims)，《Power Farming Magazine》，1977，86，№6，22—23 (英文)

本文分析了拖拉机牵引系数和打滑率之间的关系，介绍了两者的计算方法，并对如何改进牵引性能做了简要论述。

〔李润乙〕

A3 0428 农用拖拉机驱动轮胎安装方向对其牵引性能的影响——(Biller R.H.等)，《Landtechnik》，1978，33，№2，57—60 (德文)

农用拖拉机驱动轮胎(简称AS轮胎)，常规的安装方向是使人字形花纹的“箭头”顺着前进档时驱动轮胎的旋转方向，也就是在接地表面上，人字形花纹的“箭头”与前进方向相反。这样安装的理由是，认为牵引附着性能与自动清泥能力都比较好。本文对此提出了不同看法：鉴于按常规的安装方法，轮胎磨损很快，特别是在公路上行驶更为严重。而一般中等功率等级的拖拉机在公路和田间道路上行驶的时间却要占拖拉机总使用时间的30~40%。因此，提出了将轮胎按与常规办法相反的方向安装的意见，并就此借助于专门的单轮测量装置在田间进行了两种安装方法的牵引性能对比试验，总共针对七种土壤情况以四种轮胎分别进行了试验。试验结果以曲线形式描述出牵引力系数(牵引力/车轮荷重)、滚动阻力系数(滚动阻力/车轮荷重)和行走器

效率对驱动轮滑转率的关系。对比试验曲线时，着重注意以下两个区域：(1)相对于最佳效率的低滑转率区域，该区域反映长时间持续作业的性能；(2)相对于最大牵引力的高滑转率区域，该区域反映克服短时间超载以避免停车的性能。试验结果指出：对于比较干的、含水量在最佳耕种范围内的土壤，轮胎的安装方向对牵引性能影响不大。对于比较干硬的土壤，按非常规方向安装的轮胎，其牵引力系数大体接近或略为超过按常规方向安装的轮胎，其行走器效率则视滚动阻力系数的大小而异，有时接近，有时略高一些，个别情况下低一些。但是，在潮湿松软土壤上，情况就不同了，按非常规方向安装的轮胎，其行走器效率则大体相近。综合权衡牵引性能与轮胎磨损

两方面的因素,文中提出:对于公路行驶所占时间比例较大以及在比较干硬土壤上工作的四轮驱动拖拉机,推荐将前轮轮胎按非常规方向安装。对于其它的使用条件,则应仔细权衡常规方向安装对牵引性能较为有利,而非常规方向安装磨损较小这样两方面的优缺点,作出合理的选择。图8,参考文献6。

〔周一鸣〕

A3 0429 试验中阻力矩不均匀性对拖拉机牵引指标的影响——(Шкарлет А.Ф.等),《Тракторы и сельхозмашины》, 1978, №1, 7—8 (俄文)

拖拉机带大多数农具工作时所需克服的牵引阻力具有变化和随机的性质。牵引阻力的变化特性受一系列因素的影响。其中主要有地貌、土壤密度和含水量或被耕作物质的组成及其分布的不均匀性、机体的各种振动和位移,以及拖拉机传动系统中产生的扭矩波动等。由于上述这些因素,在拖拉机带不同加载装置进行牵引试验时会引起牵引阻力的不均匀性。应该指出,由于拖拉机采用了大功率和高工作速度,上述诸因素的影响更加严重。近年来,牵引阻力矩的不均匀性对拖拉机的牵引附着性能及功率指标的影响问题引起了更大的注意。文章表明,对于轮式拖拉机,阻力矩的不均匀性对牵引附着性能的影响更为严重。本文以MT3-50Ⅱ档及Ⅴ档为例来说明阻力变化引起的驱动轮扭矩的变化,其最大扭矩值分别增大1.41和1.67倍。驱动轮扭矩变化特性最大程度出现在负荷周期性变化的情况下。当拖拉机在挂钩负荷以6弧度/秒(Ⅱ档)和1.29弧度/秒(Ⅴ档)的频率谐变下工作时,传动系中的扭矩变化将急剧增长,在传动系中引起共振现象。在牵引负荷变化频率为14~16弧度/秒的情况下所作的试验说明,由于显著增加了机体的垂直位移,相应地增大了滑转损失。绘制了滑转率与负荷变化频率及振幅的关系图。还作出了稳定负荷与变化负荷下的实际牵引试验曲线。总之,近年来由于拖拉机马力的增长及工作速度的提高,伴随着牵引负荷变化引起的动载荷的增加,因而产生了按拖拉机动力特性来进行牵引试验的新问题。图5,参考文献4。

〔唐才林摘 王文隆校〕

A3 0430 对白俄罗斯拖拉机工作连续性的研究——(Пятакин А.Я.等),《Механиз. и электрифик. соц. с. х.》, 1978, №2, 35—36 (俄文)

本文简要分析了MT3-50/52拖拉机的故障,给出了一些关系式和系数值,以确定这种拖拉机在西北地区使用时的主要可靠性指标。论证了对发动机油底壳的润滑油进行光谱分析的必要性。光谱分析的目的是为了确定润滑油中的硅和其他磨料的含量,这些物质

的含量多少,最充分地反映了拖拉机的使用条件。图1,表1,参考文献4。

〔顾品筠〕

A3 0431 力调节系统对耕作质量的影响——(Соколов В.К.),《Механиз. и электрифик. соц. с. х.》, 1978, №3, 20—23 (俄文)

本文研究了与T-150K和K-701拖拉机组成的耕作机组的力调节系统强迫振动的问题。指出,力调节系统本身的振动和强迫振动影响耕作质量。如果系统有自振,则它在工作时处于两个刺激的作用下:地表面的不平 and 自振。随着由拖拉机速度、外部刺激(地表面不平)的频率和振幅所决定的力调节系统参数及机组工作条件的不同;农具在垂直平面内可作单频振动和多频振动。当系统的自振被外部刺激所压倒,且它只是在外部刺激的频率和振幅影响下振动时,就产生单频振动。当多频振动时,系统本身的振动和强迫振动这两个不同的过程就产生非线性叠加,其振动中心也有偏移。文中得出了单频强迫振动区。计算了跟外部刺激振幅和农具位移幅度之间一定的差值相应的界限。指出,能满足农艺要求的工作区随着地表面不平幅度的增加而变窄。当多频振动时,自振频率和外载频率将叠加,力调节系统只有在低频自振时才能满足要求。图3,表1,参考文献6。

〔顾品筠〕

A3 0432 垂直反力对力调节过程的影响——(Бороничий А.Л.等),《Механиз. и электрифик. соц. с. х.》, 1978, №3, 14—17 (俄文)

本文研究了耕作时作用在农具上的土壤的垂直反力对力调节过程的影响。指出,垂直反力的波动,是使油泵周期性地参与工作以及使整个液力系统增加载荷的原因之一。在系统中采用减振装置(该装置与拖拉机悬挂机构的上拉杆连接),可以改善力调节器的某些工作参数。给出了一些试验结果。图5,表1,参考文献5。

〔顾品筠〕

A3 0433 力调节器的不灵敏区段和快作用程度的选择——(Гребнев В.П.),《Механиз. и электрифик. соц. с. х.》, 1978, №3, 17—20 (俄文)

本文研究了力调节器的不灵敏区段和快作用程度对耕深均匀性的影响。指出,耕深的数值取决于:描述调节系统的一些指标、悬挂机构纵拉杆的铰链状态、土壤的物理机械性质以及农具工作部件的参数。力调节系统的反应情况首先取决于其不灵敏度和快作用程度。前者用不灵敏区段 $\Delta F = F_{\Pi} - F_{0\Pi}$ 来表

达 (F_n 和 F_{on} 相应是使农具开始校正提升和开始校正下降时,作用在悬挂机构纵拉杆和力调节杠杆铰接点上的力);后者可以用油缸中活塞移动的平均速度,或者用从校正开始到校正结束工作部件在土壤中的速度来表达(考虑调节器的滞后时间)。在地表不平的匀质土壤中,为使耕深均匀,力调节器最好具有较小的 ΔF 值;而在地表平整但土质不均的情况下,力调节器最好在一个较大的作用力变化范围内都不起反应。当土质、地表状况和行驶速度都变化较大时,最好是使不灵敏度和快作用程度都能调节。文中叙述了力调节器的合理的不灵敏区段的选择方法。图4,表2,参考文献7。

〔顾品筠〕

A3 0434 Deutz-DX 系列大功率拖拉机采取的改善舒适性的措施——《Landtechnik》, 1978, 33, №3, 132—133 (德文)

本文介绍西德 Klöckner-Humboldt-Deutz 公司的新产品 Deutz-DX 系列拖拉机。该系列产品共五种型号,功率自59千瓦(80马力)~110千瓦(150马力)。文中简单介绍了这些大功率拖拉机上采取的改善拖拉机驾驶员舒适性的措施,如宽敞的驾驶室,舒适的座位,驾驶室内噪音保持在83~84分贝,操纵轻便的多档变速箱,操纵装置极为方便,维护和修理容易等。照片3。

〔周一鸣〕

A3 0435 提高拖拉机使用效果的结构措施研究——(Strokov V.L.等),《Agrartechnik》, 1977, 27, №12, 551—552 (德文)

苏联伏尔加格勒农学院对改进拖拉机结构以提高其使用效果作了一些尝试。主要是在发动机和车轮接地表面之间加装弹性元件。当牵引阻力冲击式增加时,此弹性元件可贮存势能,并可保护发动机和动力传递元件。曾试验过好几种方案。第一方案是在 MT3-50 拖拉机上,把后轮设计成可在驱动轴上自由转动。后轴末端固定了二个各装一付滚轮的弯曲横杆,它的作用方向与板簧付相反。板簧付可使轮圈相对于驱动轴作弹性转动,转动值的大小由一个可调节的限位件限制。第二方案是在 T-28H₄ 型拖拉机上,后桥半轴中装了一个可扭转的予紧碟形弹簧付。此弹簧的衬套分为两半。当两半衬套作相互扭转时,碟形弹簧付被压紧,从而可起蓄能器的作用。结果证明,第一方案最好。在离合器接合时,发动机—传动系—弹性元件系统中产生了振动。如果弹性元件尺寸设计恰当,则可以贮存势能,用于起动机和减少传动系中的峰值载荷,从而改善了传动系的工作。特别当机组加速时,可降低发动机载荷,减轻起动时离合器的滑

转;使离合器的磨滑功比刚性连接的少50~80%。此外,缩短了机组起动时间和使起动时要求的曲轴转速降低了7~15%。室内和田间试验表明,这种弹性元件方案可提高拖拉机生产率和使用适应性;特别是改善了拖拉机轮胎与地面的相互作用。但是,此方案还存在一些问题,需进一步进行研究。图7。

〔冯镜明〕

A3 0436 在研究拖拉机的起步和加速过程时关于发动机的动力特性问题——(Лысов А. М.),《Тракторы и сельхозмашины》, 1978, №2, 9—11 (俄文)

在确定拖拉机机组起步过程的主要指标时,发动机扭矩在这种过渡工况下实际上是变化的。忽略这种变化将会带来误差。本文分析了这些误差。以 MT3-50 拖拉机带犁和带重载拖车组成的机组为例进行的计算表明,如果发动机按不变的动力特性来计算,则在确定离合器的滑磨功时其误差可达15~17%,发动机曲轴的最小旋转频率的误差达20~24%。文章指出,降低调速器中油粘摩擦力,可改善机组的起步性能并减小发动机熄火概率。图4,参考文献7。

〔顾品筠〕

A3 0437 提高 ДТ-75 拖拉机部件的可靠性——(Макаренко М. М.),《Техника в сельском хозяйстве》, 1978, №3, 59—62 (俄文)

A3 0438 具有驱动轮弹性传动的拖拉机的效能——(Листопад Г. Е.等),《Механиз. и электрифик. соц. с. х.》, 1978, №2, 30—32 (俄文)

拖拉机挂钩载荷的波动和地表面的高低不平都会使拖拉机驱动轮的滑转增加,因而使能量消耗增加,燃料经济性下降。理论和试验研究都表明,驱动轮的弹性传动——即在驱动轮和轮轴之间加入弹性元件——可在很大程度上避免这些缺陷。在力传动的最后一个环节中有弹性元件,可大大降低传动系第一轴的转换刚度并能积蓄冲击能量;同时这也可使离合器的滑磨功降低、发动机和拖拉机机组的速度工况稳定、行走机构的滑转率减小,从而可以减轻发动机和传动系的受载状况,改善机组的燃料经济指标。弹性元件应具有的特性是,能使系统(包括驱动轮整体在内)的固有振动频率不超过0.75~1.75赫芝,而相对衰减系数在0.25~1.0的范围内。在这样的条件下就能保证在水平方向上加速度的振幅偏差最小。文中引入了对具有驱动轮弹性传动的拖拉机 MT3-80Л 进行各种试验的结果,分析了它的各种效能。图5,表2,参考文献5。

〔顾品筠〕

A3 0439 台式计算机在农业拖拉机传动系强度设计

中的应用——(Regenbogen H. 等), «Antriebs-technik», 1977, 16, №10, 577—579 (德文)

农业拖拉机传动系的强度设计涉及的参数计算, 以前是用带电子数据处理装置的大型计算机进行的。近年来, 台式计算机的性能大大改善, 计算容量显著增加, 从而有可能逐步代替大型计算机进行此项工作。西德布朗施威克工业大学农机研究所提出了一种适合于台式计算机编制程序的拖拉机传动系零件设计方法。然后用一种Hewlett Packard 9820A型带自动绘图仪的可编程序台式计算机进行了计算。文中着重介绍了这种设计方法的各种参数编排, 所用台式计算机的规格、结构特点以及具体的计算(包括齿轮、滚动支承和传动轴)方法。比大型计算机节省时间, 计算费用低。图7。 [冯镜明]

A3 0440 动力输出传动系统动力学和农业机械的超载防护装置——(DA Crolla等), «The Agricultural Engineer», 1978, 33, №1, 6—8, 10—12 (英文)

农业机械动力输出传动系统的动力学, 即使在农业机械更多的采用1000转/分的动力输出轴和前动力输出传动、日益大型和高功率化的趋势下, 迄今还很少受到注意。本文讨论了动力输出传动系统的动力学和与其相连系的一些问题, 及其超载防护方法。文中提出了一个简化的传动系统模型, 用模拟大惯性机器的起动和正常工作下扭振的方法来分析拖拉机和机器传动系统在起动和正常工况下的动力学特性。研究了传动系统中超越离合器、齿轮间隙和万向节的作用。叙述了在一些动力输出轴驱动的机器上所进行的田间测定扭矩负荷的结果。当完成这些分析后, 一个范围广泛的数据可被用来确定理论模型的输入激发扭矩和各种典型实际扭矩负荷图形。超负荷激发防护装置的性能曾在该刊1976年第二期中发表过, 本文仅对最近进行的改善超载离合器用摩擦材料性能工作加以介绍, 讨论了超载离合器摩擦片的材料组成、表面光洁度、压力、平直度和温度的影响。建议在摩擦材料上开槽或用浸油材料制造摩擦片来改善其性能。图3, 表2。 [王文隆]

A3 0441 双万向节传动系的扭转振动——(Эддинов М. С.等), «Известия Вузов Машиностроение», 1978, №1, 48—54 (俄文)

叙述了双万向节传动系扭转振动的理论实验研究结果。根据实际反映系统主要特征的非线性数学振动模型, 利用渐近线方法, 相位平面法及诺模图法分析了在非谐振和谐振条件下系统的动力学特性。绘出了一系列的相位图和振幅—相位诺模图, 借助这些图就能确定稳定运动和不稳定运动的范围, 并得出消除不

希望有的共振现象的一系列结论。 [许兆林]

A3 0442 拖拉机驱动轮的滑转对机组工作质量的影响——(Яблонский О. В.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №1, 37—38 (俄文)

本文叙述了拖拉机驱动轮的滑转对机组工作质量的影响。试验表明, 移动式机组在进行作业时, 拖拉机驱动轮的滑转过程是属于随机过程, 因此其速度的变化也带有随机性质。机组的行驶速度状况对作业质量起极重要影响。在某一个具体的作业条件下, 应该有一个对作业质量标准来说是最佳的行驶速度, 偏离了这个最佳值作业质量将变坏。根据随机函数舍弃论的一些主要原理, 本文提出了拖拉机驱动轮的滑转率的变异性对机组作业质量影响的评价方法。对有些具体的作业条件(例如MT3-52拖拉机在低湿度的浅栗色土壤上松土和播种等), 确定了速度处于给定范围内时的或然相对延续时间的数值, 并得出了允许滑转率变异的具体数值。参考文献5。 [顾品琦]

A3 0443 弹性轮在易沉陷的粘性土壤上的性能——(Fujimoto Y.), «J. of Terramechanics», 1977, 14, №4, 191—120 (英文)

本文论述了弹性轮在易沉陷的粘性土壤上的性能。目前, 预测轮子在松软土壤上性能的方法是把轮子当作刚性轮来处理。由于充气轮胎这样的弹性轮在松软土壤上的变形还没有适当的表达式, 因而说明这类轮子的性能是困难的。本文提出一种简单的方法来描述弹性轮在易变形的土壤上运动时的形状。当轮胎符合 $p_0 + p_i \geq q$ 时, 这样的弹性轮可作较大直径的刚性轮来处理。(p₀—胎体刚度; p_i—充气压力; q—接触压力)。本文还提出了一套预测充气轮胎在易沉陷粘性土壤上的滚动阻力、轮辙深度及驱动力矩的理论方法。试验结果表明, 用这个方法来预测充气轮胎性能, 在实用上还是好的。图32, 表2, 参考文献6。 [王云谷摘 邵耀坚校]

A3 0444 拖拉机的配重和轮胎打滑率——«Power Farming Magazine», 1977, 86, №5, 39—42 (英文)

A3 0445 用有限元法来分析预测轮胎(土壤相互作用及性能)——(Yong R. N.等), «J. of Terramechanics», 1978, 15, №1, 43—63 (英文)

将以前用来预测刚性轮-土壤相互作用的有限元法分析装置加以改进并用来进行以下三方面试验:(1)轮胎胎体弯曲效应, 这里将产生能量损失并同时产生驱动性能;(2)用输入载荷作边界条件的简单要求说明;(3)随滑转而变化的分配于轮胎-土壤接触表面上的轮胎的法向应力和切向应力的情况。对三

种型式轮胎的挂钩牵引力进行的分析计算(预测)结果与直接试验所获得的挂钩牵引力结果相比较,两者非常一致。充气压力对轮胎变形能量损失的作用可以从理论计算值看出来。可以认为,通过轮胎施加于土壤的压力近似抛物线分布,这使问题较便于解决。轮胎-土壤相互作用也得到一个较正确的解答。上述结果表明,有限元法对轮胎-土壤关系分析是有实际价值的。图17,参考文献14。

[邵耀坚摘 杨京校]

A3 0446 对R. N. Yong等《用有限元法预测轮子-土壤相互作用及性能》一文的意见——(Wong J. Y.), «J. of Terramechanics», 1977, 14, №4, 249—250 (英文)

J. Y. Wong (评论者)对R. N. Yong等作者的《用有限元法预测轮子-土壤相互作用及性能》一文提出了一些看法。评论者肯定这篇文章给土力学增添了一个新的内容。但评论者认为, R. N. Yong等一开始就规定了轮子-土壤之间的应力边界条件,而轮子的性能本来就可通过简单积分计算出挂钩牵引力、运动阻力及轮子扭矩等性能参数,完全没有必要用有限元法来预测轮子性能。因而,基于应力边界条件用有限元法预测轮子性能的方法,实际上应用意义不大。此外,评论者还从试验方法上提出一些看法和建议。参考文献3。

[王云谷摘 邵耀坚校]

A3 0447 使拖拉机行走机构在斜坡上的支承反力稳定化——(Гаджимурадов И. М.), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №2, 33—34 (俄文)

拖拉机在斜坡上工作时,行走机构的支承反力将重新分配。这将使滑转增加、载荷波动、产生侧滑及其他一些不良现象。本文提出了用移动一个前支承的方法来使行走机构在斜坡上的支承反力稳定。斜坡陡度的不同以及其他一些使用因素和结构因素的不同,活动支承的所在范围及移动速度应不同。引入了一些计算公式。图2。

[顾品铨]

A3 0448 驱动轮的弹性缓冲传动装置与差速锁的配合使用——(Кочетков Н. В.等), «Механиз. и электрифик. соц. с. х.», 1978, №3, 47—48 (俄文)

本文介绍了T-40拖拉机的一种驱动轮弹性缓冲传动装置的试验方案。在某些地区的试验表明,这种装置与普通拖拉机相比,消耗于拖拉机滚动的能量平均可减少17~20%,而机组作运输和耕作作业时的生产率则可提高4~18%。文章还讨论了驱动轮弹性缓冲传动装置与差速锁配合使用时的拖拉机的能量指标。此时弹性缓冲装置作为一种附加的锁紧手段,可

改善机组的牵引动力性能和能量指标。引入了试验得出的一些曲线。图3,参考文献3。〔顾品铨〕

A3 0449 农用车轮胎的径向、切向弹性和阻尼——(Müller H.), «Agrartechnik», 1977, №11, 514—518 (德文)

本文研究农用车轮胎的径向和切向弹性以及阻尼问题。由于农用车的车架与路面间仅轮胎起着弹性元件和阻尼元件的作用,在不平的路面上行驶时各个部分受到很大的振动载荷。为了求出这种振动载荷,最好采用振动模型进行理论研究,并借助于现代化的计算技术使问题大大简化。文章认为轮胎的径向和切向弹性以及阻尼特性是构成农用车振动模型的主要参数,因此提出一个由径向、切向弹簧和阻尼组成的车轮模型。在专用的试验台上进行7.50-20和18.4/15-20轮胎的振动试验。根据所测得的径向力 F_R 、径向变型 U 和切向力 F_t 、切向位移 V 计算出静态的径向和切向轮胎特性。研究的结论是:车轮的径向和切向弹性特性是线性的。其斜率(弹簧常数)随气压的提高、路面曲率半径的增加和振动频率的增加而增加。切向弹性特性的斜率随径向力的增加而增加,在试验结果的基础上有可能用数学公式分段表示弹簧常数。公式中讨论了所有的影响因素。考虑了轮胎滚动时径向弹簧常数的降低问题。阻尼与振动频率成反比,而阻尼的力与振动速度成正比。图11。

[余群]

A3 0450 低压轮胎的牵引性能——(Bäcker G.), «Landtechnik», 1978, 33, №1, 34—38 (德文)

本文针对葡萄园的作业特点和土壤、气候条件,提出在小型自走底盘上采用“松软地面轮胎”(Terra-reifen)代替普通的农用拖拉机驱动轮胎(AS-Reifen),以改善牵引性能的问题。在功率为12.5千瓦的小型四轮驱动自走底盘上,分别安装21×12-8ATV“松软地面轮胎”和普通AS轮胎T84(5.0—10),在几种不同的土壤条件下进行了对比试验。文章分析了影响驱动轮胎牵引性能的因素,叙述了牵引性能的测量和评价方法,提出以牵引力系数(指牵引力与驱动轮上所受的静态垂直载荷的比值)与滑转率之间的关系曲线作为评价驱动轮胎牵引性能的标准。试验用电测量方法,以拖拉机作负荷车。对“松软地面轮胎”还分别用三种不同的轮胎气压(0.6、0.4和0.2巴)进行了试验。并将试验结果整理成三组牵引性能曲线,一个综合对比图表和一组表征轮胎气压对牵引性能影响的曲线。试验结果指出,在葡萄园作业中,“松软地面轮胎”的牵引性能显著优于普通的AS轮胎,尤其是在滑转率为10~30%之间的实用范围内,更为突出。试验表明,“松软地面轮胎”的轮胎气压以0.3~

0.4巴为合适。作为结论,本文提出“松软地面轮胎”适用于装在小自走底盘上进行葡萄园的各项作业,它不仅有良好的牵引性能,而且也有良好的行驶稳定性。由于采用“松软地面轮胎”的结果,在葡萄园作业中出现了用轮式拖拉机取代履带式拖拉机的前景。图5,照片2,参考文献6。 [周一鸣]

A3 0451 关于四轮驱动拖拉机前轮的磨损问题——(Rainer H. B.), «Grundlagen der Landtechnik», 1978, 28, №3, 89—94 (德文)

本文认为随着发动机功率的提高,四轮驱动所占的比重越来越大。用这类拖拉机进行运输时,除了特殊的情况外,一般把前轴分离。在道路上行驶时发发现前轮的磨损较严重。据一些资料的推荐,反向安装(指轮胎的滚动方向与厂商规定的滚动方向相反)轮胎能减轻磨损。为了进一步验证,在实验室和道路上进行试验。由于转盘或转鼓试验都有一定的缺点和局限性,因此,大部分进行的是道路试验。采用一台Unimog车带单轴拖车作试验车。Unimog的前轮是10.5-18MPT(多用途胎面),拖车装9.5-24ASN轮胎。由于道路行驶大部分是直行,可以忽略前轮转向对轮胎磨损的影响。拖车轮胎是从动轮也可模拟前轮。每一轴上各正向和反向安装着轮胎,每隔250~300公里调换一次,以便有可比较的条件。试验是在轮载相同而气压不同的条件下进行的。运行1000公里后,秤量了轮胎的重量和测量了轮刺的高度。发现正向安装的轮胎的磨损比反向安装的大。作者从轮胎的运动和受力情况分析了两滚动方向的轮胎磨损不一致的原因,并提出了计算轮胎比磨损量的回归方程。正向安装的轮胎采用 $H = Ce^{dl}$,而反向安装的采用 $H = P + qe^{rl}$ 。根据试验和计算结果认为,当气压为2.0巴、车轮载荷为810达因时,正向和反向滚动的轮胎磨损量的比值为1:4.5。其它气压和载荷下也有类似的结果。图14,表1。 [余群]

A3 0452 履带板扭转与弯曲时接触压力和应力的确定方法——(Васильев П.Д.), «Тракторы и сельхозмашины», 1978, №1, 9—11 (俄文)

根据分析和试验研究确定了履带销和履带板孔之间的接触压力。提出了确定履带板弯曲和扭转时应力的方法,还得到了切线应力的数值。图4,表1,参考文献1。

[唐才林]

A3 0453 行驶方向自动保持装置的研究——(Buchmann R.), «Agrartechnik», 1977, 27, №5, 204—206 (德文)

介绍东德国营魏玛联合企业所属莱比锡农业技术研究所进行的拖拉机-农机机组行驶方向自动保持装

置的试验研究工作。这种装置可提高机组生产率,减轻驾驶员的生理和心理负担。试验是在东德产ZT-303型轮式拖拉机上进行的。文中还介绍了该装置的工作原理、构造和调节回路的计算。田间试验结果表明,在机组行驶速度为12公里/小时时,该装置的行驶方向偏差为±5厘米。图8。

[冯镜明]

A3 0454 拖拉机驾驶室的设计要求——«Power Farming Magazine», 1977, 86, №12, 25—27 (英文)

A3 0455 两种多腔型气垫系统的静态横滚刚度特性——(Sullivan P.A.等), «J. of Terramechanics», 1978, 15, №1, 15—41 (英文)

本文介绍两种阻力孔供气的气垫设计有关静态横滚刚度特性的试验研究结果。讨论了按实际原型比例进行试验的条件。对气垫系统提出了一个基于假设围裙材料属于非弹性膜、而垫内气流可以用一维单向喷孔流动定律来描述的简单理论。在某种严格限制条件下,可以看到理论与实验结果是一致的。但一般来说,试验结果表明围裙材料性能将起主要作用。它可由两种途径来证明,如同一个位置比例问题,气垫产生的横滚力矩出现了滞后现象,这种现象在一定情况下将大到足以破坏其横滚时的刚度。至少已指出有两种产生滞后的机械作用,并已对其中一种进行了观察。这是由于腔体歪曲失效引起大量泄气导致失压所造成的。对另一机械作用的详细解释还没有得到。但已注意到围裙-地面之间的摩擦是并不那么重要的。结论是必须认真研究充气锥体的结构特性,特别是需要澄清歪曲现象问题。图19,参考文献8。

[邵耀坚摘 杨京校]

整 机

A3 0456 澳大利亚从意大利SAME公司引进三种装有驾驶室的新型拖拉机——(Sweeting H.), «Power Farming Magazine», 1977, 86, №7, 21—23 (英文)

A3 0457 带驾驶室的轮式拖拉机——«Die Landtechnische Zeitschrift», 1977, №11, 1056 (德文)

A3 0458 装备“松软地面轮胎”的拖拉机可能是未来的坡地拖拉机——«Landtechnik», 1977, 32, №7/8, 330 (德文)

本文介绍装备所谓“松软地面轮胎”的拖拉机的性能特点。一台150马力的四轮驱动拖拉机,前轮装直径80厘米、宽度40厘米的“松软地面轮胎”,后轮装直径120厘米、宽度80厘米的“松软地面轮胎”。拖拉机

总宽度为2.5米,重心位置较低。这对于坡地行驶是有利的。试验指出,该拖拉机在良好的土壤条件下可以在80%的坡地上沿坡度行驶,70%的坡地上沿等高线行驶而不产生大的滑转或侧滑,因而对于草地的损害很轻。文中指出,“松软地面轮胎”的特点是,特低的断面,很大的空气容积,很低的充气压力,承受很大的载荷,具有很低的接地压力。例如,上述后轮胎在0.35大气压时所能承受的载荷与16.9—30规格的普通轮胎在0.8大气压时所能承受的载荷相等。文中还介绍装备直径80厘米、宽度40厘米的“松软地面轮胎”的运输车辆在80%的坡地上行驶时,滑转率和侧滑也都很小。由此可以估计,装备“松软地面轮胎”的拖拉机和车辆,对于坡地的适用性将有显著的改善。文中也指出,在农业上使用“松软地面轮胎”还存在一些问题,例如道路运输和驾驶操纵比较困难等。图3。

〔周一鸣〕

A3 0459 Renault 98 马力和 118马力轮式拖拉机——《Agrartechnik International》, 1978, №3, 80 (德文)

A3 0460 国外大马力农业拖拉机——(Либсис С. Е.), 《Тракторы и сельхозмашины》, 1978, №1, 42—45 (俄文)

本文叙述了从60年代起,各国均陆续生产四轮驱动拖拉机的情况。文章指出,几乎所有的大马力拖拉机都采用了铰节式-组合机架。为了发挥大马力四轮驱动拖拉机的牵引附着性能,采用了并置双轮宽型轮胎(18.4、20.8、23.1英寸)或特宽轮胎(30.5~32英寸)。拖拉机轮距均能调整。最大的轮距调整量可达2.9~3.3米。所有的四轮驱动拖拉机上还装有负荷换挡机械式传动装置。从1976年起出现了450马力以上的四轮驱动拖拉机。文中以表格列出了以美国为主的各大公司生产四轮驱动拖拉机的年代,型号及一些结构性能参数。目前(4×4)拖拉机结构大体可按两个基本方向发展:一是四轮轮胎尺寸相同的铰链式机架拖拉机,再是由二个或两个以上的动力部分组成的组合式拖拉机。照片6,表1,参考文献8。

〔唐才林〕

A3 0461 澳大利亚制造的大马力拖拉机——《Power Farming Magazine》, 1977, 86, №8, 25—31 (英文)

A3 0462 现代大马力林业拖拉机——《Agrartechnik International》, 1978, №3, 79 (德文)

A3 0463 东德农业中将采用的一种新拖拉机——(Stieglitz E.), 《Agrartechnik》, 1977, 27, №5, 217—219 (德文)

文中详细介绍苏制 T-150K 型四轮驱动拖拉机。

该机为梁架式。梁架由前、后两部份构成,扭腰式转向,向左、右各可转30°,前桥采用弹性悬架。功率为165马力。发动机为 SMD-62 型,水冷六缸四冲程涡轮增压柴油机,最大扭矩为73.5公斤·米,扭矩储备是26%,比油耗177克/马力·小时,外功率为18马力/分米³,比重量达46公斤/马力,用ND²²/635分配式油泵。用单缸二冲程汽油机起动。离合器为双片干式,液压操纵。四档组成式负载换档变速箱有二个前进档组和一个倒档组,速度范围3.37~28.6公里/小时。动力输出轴转速为560和1025转/分。前、后驱动轴皆有自锁差速器;轮胎尺寸530—610R,直径1.4米。有三个独立的液压系统,分别用于操作、转向和农具控制。采用齿轮泵,流量分别为40、52和86分米³/分。液压三点悬挂可改装成二点悬挂,后者仅用于悬挂式和半悬挂式犁。装有全封闭式驾驶室,室内有采暖、降温和进气滤清设备。室内噪音为89~95分贝。座位是弹性悬架的,可按驾驶员体重和身长相对于方向盘作垂直和水平调节。图4,表6。

〔冯镜明〕

A3 0464 福特公司的五种新型拖拉机——《Power Farming Magazine》, 1977, 86, №7, 19—21 (英文)

A3 0465 SAME BUFFALO 130 四轮驱动拖拉机 (Stephen D.), 《Power Farming》, 1978, 57, №2, 50—51 (英文)

它是意大利SAME新一代拖拉机,发动机采用风、油冷却。装有舒适的驾驶室。图3。

〔林伟〕

A3 0466 SAME BUFFALO 120型四轮驱动拖拉机——《Northwest Farm Equipment Journal》, 1977, 91, №9, 9; №10, 13 (英文)

A3 0467 Yanmar 13~33马力两轮及四轮驱动的拖拉机——《Northwest Farm Equipment Journal》, 1977, 91, №10, 3 (英文)

A3 0468 Tinkabi 简易轮式拖拉机——《Power Farming》, 1978, 57, №2, 55 (英文)

介绍一种发动机装在机架后部左侧、无驾驶室的拖拉机,其形状近似自走式底盘。发动机为双缸柴油机,功率16马力。采用静液压传动。图2。

〔林伟〕

A3 0469 Westgo, Yanmar 柴油发动机拖拉机——《Northwest Farm Equipment Journal》, 1977, 91, №12, 3 (英文)

A3 0470 Zetor 4911和6911拖拉机——《Tracteurs et Machines Agricoles》, 1978, №3 (增刊), 299 (法文)

Zetor 4911和6911是新拖拉机系列Zetor«9»的第一批样机。同Zetor«7»系列相比, Zetor«9»有了新的技术改进。Zetor4911的发动机气缸直径是102毫米, 气缸工作容积2,696厘米³, 功率45马力DIN (50马力SAE), 新式环形燃烧室, 耗油量减少3.6%。隔板弹簧代替了离合器的圆柱弹簧。当发动机为额定转速, 变速箱变速范围是1.11~25.33公里/小时。完全独立式动力输出, 额定转速是540转/分, 最大转速是595转/分, 输出额定功率是39.6马力, 输出最大功率是41.1马力。Zetor6911的发动机直径是102毫米, 气缸工作容积是3,595厘米³, 功率65马力DIN (70马力SAE) 新式环形燃烧室。离合器和Zetor4911的相同。变速箱装有新的4~5档同步器。完全独立式动力输出, 动力输出额定转速540~1,000转/分, 动力输出最大转速是595~1,073转/分。当发动机转速为2,218转/分, 动力输出转速为600转/分时, 最大输出功率是58.8马力, 当发动机转速为2,000转/分、动力输出转速为540转/分时, 额定输出功率是55.5马力。照片1,

〔高建业 周建国〕

A3 0471 Fiat-Someca 公司的新型拖拉机——*«Tracteurs et Machines Agricoles»*, 1978, №3, (增刊), 288—289 (法文)

介绍Fiat-Someca公司的农机出售量、几种新型拖拉机的技术特性和«PF»拖拉机驾驶室。该公司1977年出售了62,211台拖拉机、3833台联合收割机、19,422台拾压草机,同1976年相比,分别下降了17%、32%和13%。1977年收入总额为5亿8千8百万法郎。预料1978年该公司将出售68,000台拖拉机,5,500台联合收割机和20,000台拾压草机。680、680DT、680H和680HDT四型拖拉机取代了600和650型拖拉机,组成了新的拖拉机系列。680和680H是两轮驱动的,680DT和680HDT是四轮驱动的。它们的发动机是水冷4缸发动机,有一个燃油旋喷喷射泵,发动机气缸工作容积为3,456厘米³,功率68马力DIN,转速2,500转/分。680H具有«Heavy Duty»传动机构,有4种不同的速度范围。发动机动力输出是540~1,000转/分。两轮驱动是机械转向机构,四轮驱动是液力转向机构。提升器最大工作压力是190个大气压,提升力2,500公斤。680H和680HDT可装一个辅助液压作动筒,提升力可达3,300公斤。680和680DT重2,710和3,320公斤,680H和680HDT重3,030和3,590公斤。940和940DT型拖拉机取代了850型拖拉机。采用风冷四缸发动机,燃料直接喷射,气缸工作容积4,940厘米³,功率92马力DIN。变速箱有4个同步传动比和减速器,可以提供12个前进档和4个倒档。完全独立式动力输出,转速540~1,000转/分。提升器最大工作压力是191公斤

/厘米²,提升力3,000公斤。940拖拉机(带驾驶室)重3,570公斤,940DT重3,950公斤。460V和460VDT型拖拉机是葡萄园用的拖拉机,其特点是结构坚固和使用性能好。采用水冷三缸发动机,燃油直接喷射,气缸工作容积2,340厘米³,功率45马力DIN。变速箱有9个前进档(其中3个爬坡档),3个倒档。独立式动力输出,转速540转/分。提升器提升力1,400公斤。460V和460VDT的最小宽度是0.89和1米,长度分别是2.85和2.88米,地隙分别是37和22厘米,两轮驱动转弯半径是2.25米,四轮驱动是3.30米,发动机罩高度分别是1.17和1.23米,方向盘高度分别是1.24和1.33米。460V和460VDT的重心都很低。«PF»驾驶室是由Pinin Farina设计的,用于80系列拖拉机。该驾驶室将由Ferrari生产,是冲压钢板焊接的硬壳支持结构。由于视野死角向后倾斜,前后可视性好,用在780DT拖拉机上。当拖拉机速度为25公里/小时,噪音电平是79分贝。当发动机为负荷最大转速,拖拉机为7公里/小时时,噪音电平是80分贝。驾驶室消耗功率4~5马力。照片4。

〔高建业 周建国〕

A3 0472 拖拉机——(Roger),*«Tracteurs et Machines Agricoles»*, 1978, №3 (增刊), 41—42 (法文)

此节论述了大功率拖拉机的发展及其在农田作业中的作用和局限性。二十年来,展出拖拉机的平均功率每年增加2千瓦,大功率拖拉机功率达到和超过150马力,功率高达300马力的大型专用拖拉机同样吸引着农户。大功率拖拉机的主要好处是节省燃料、人力、时间、工作效率高等。它的局限性是和许多农具不配套,要求耕作面积大,要求驾驶员操作熟练。而且大功率拖拉机耕作层深,不能充分利用有机物,重量大和耕作快,造成土地压实,影响土壤疏松。1972~1976年,功率大于80马力的拖拉机增加了1倍,功率在100马力以上的增加了2倍。1966年以后拖拉机数量逐渐下降,但总马力提高了。1968年以前,拖拉机平均功率是每年增加1马力,1968年以后每年增加3马力。照片6。

〔高建业 周建国〕

A3 0473 一种功率适宜的小型轮式拖拉机——*«Agrartechnik International»*, 1978, №3, 81 (德文)

A3 0474 Valmet 1502三轴拖拉机——(Гумилевский Ю. Н.), *«Тракторы и сельхозмашины»*, 1978, №2, 46—47 (俄文)

本文介绍了芬兰Valmet公司出品的一种新型一般用途的«Valmet1502»三轴拖拉机。该拖拉机为

6×4, 轮子一样大小。前面两个轮子导向, 后面轮子有平衡悬架。有两个后轮在运输状态时可由油缸抬起而不接触地面, 以减小转向半径和降低轮胎磨损。拖拉机上装有六缸柴油机, 涡轮增压, 2300 转/分时功率150马力。完全同步式变速箱具有16+4个排档。容积式液力转向操纵。多片式制动器和差速锁均由液力操纵。这种拖拉机在松软潮湿的土壤上还可安装拱形轮胎和半履带装置(换装只需半小时)。由于这种拖拉机的通过性高而大大地扩大了它的使用范围。除在一般条件下完成农业作业外, 既可在过湿的和泥沼地上作业, 也可用于工业、林业或城市公用事业。田间试验已表明它具有很好的牵引附着性能, 当它带六铧半悬挂犁在坚实土壤条件下耕地时, 稳定耕深可达40厘米。照片3。

[顾品铸]

A3 0475 苏联和日本的雪地车辆——(Stephen Dibber J.), *J. of Terramechanics*, 1977, 14, №4, 227—236 (英文)

苏联由于60%以上处于北极圈, 故对雪地车辆及艰难地面的运输车辆有迫切的需要。他们根据生产能力及需要发展了各种构造和各种类型的车辆, 这些车辆较强调方便维护和结构简单。为此他们主要对各种各样的国外车辆形状进行了探讨。日本则主要是发展和改进雪地履带车辆以满足其特殊的军事需要。图5, 表2。

[王云谷摘 邵耀坚校]

A3 0476 1977年度拖拉机图片展示——*World Farming*, 1977, 19, №7, 44, 46—48 (英文)

A3 0477 为什么不用煤气拖拉机——*Power Farming Magazine*, 1977, 86, №8, 51 (英文)

传动系

A3 0478 T-150K拖拉机变速箱——(Амелин Н. 等), *Сельский механизатор*, 1978, №3, 35 (俄文)

行走系

A3 0479 美国 John-Deere 公司拖拉机的静液压前桥驱动——*Agrartechnik International*, 1977, 56, №7, 18—19 (德文)

大马力拖拉机上常规结构的机械化前桥驱动需加装大尺寸零部件, 从而限制了拖拉机的转向灵活性和用途广泛性。John-Deere 公司研制的静液压前桥驱动消除了这些缺点。文中介绍了该公司75马力农业拖拉机静液压驱动的结构、控制 and 特点。这种前桥驱动采用由发动机曲轴直接驱动的常压式径向柱塞泵, 其排量可在0~110升/分范围内自动调节。左、右前轮

轮毂中各装一台轴向柱塞式马达, 经一液压耦合器与双速行星式最终传动连接。该前桥驱动采用电子式控制。只有当速档和速档组已挂上, 离合器已接合时, 才能接通前桥驱动, 以保证其工作安全性。仪表板上的开关处于前桥驱动接通位置时, 压力油从控制阀流入左车轮马达, 然后流入右车轮马达。这是一种串联式控制, 可起差速锁作用。也可选用并联式控制, 于是压力油以同样压力同时流向左右车轮马达。该前桥驱动省去了万向节, 转向偏角可达55°。前桥驱动不受后桥的影响, 故可任意配用各种类型的轮胎。不采用差速器, 显著提高了地隙。前轴可向外拔出, 以调整轮距。据称, 该静液压驱动前桥有以下优点: 动力传递安全可靠, 转向特别灵活, 地隙高, 轮距调整范围大, 能很好地适应各种不同的工作条件; 轮胎配用不受限制以及可在负载下接通前桥驱动。图2, 照片1。

[冯镜明]

A3 0480 拖拉机轮胎——*Die Landtechnische Zeitschrift*, 1977, №11, 1057 (德文)

A3 0481 农用轮胎的生产和专门化——*Tracteurs et Machines Agricoles*, 1978, №3 (增刊), 300—301 (法文)

本文介绍了 Kléber 轮胎厂系统生产的窄轮胎。1960年制造和发展了“径向骨架”轮胎, 1968年生产了窄轮胎。为增大粘着力, 增大了窄轮胎的直径。Kléber利用一个连接机构并连两只窄轮胎, 以增大载荷和粘着力。12.4—46 Super50 Etroit 窄轮胎是 Kléber窄轮胎中最新的轮胎, 它用于100马力以上的拖拉机。12.4—46(10PR)窄轮胎载荷相当于18.4—38轮胎, 它可以单用和并连用, 可以代替用于20多种拖拉机的16.9—38, 18.4—38和16.9—42轮胎。照片3。

[高建业 周建国]

转向系和制动系

A3 0482 轮式拖拉机不同类型转向系统的性能特点——*Landtechnik*, 1978, 33, №3, 105—108 (德文)

本文对轮式拖拉机三种常用的转向系统结构类型(前轮转向、四轮转向、折腰转向)进行了对比分析, 就其结构性能特点、转向时拖拉机的运动学、拖拉机带悬挂农具(在运输状态时)转向时悬挂点的侧向移动问题及操纵转向系统所需要的能量等方面作了较深入的研究。文中指出, 采用不同类型的转向系统, 不仅关系到拖拉机的初置成本和维护费用, 而且对拖拉机的一系列使用性能(如转向性能、牵引性能、行驶直线性和坡地行驶性能等)都有一定的影响。前轮转向对于传统的轮式拖拉机是最简单、应用最广泛的方

式,但它难以满足四轮驱动拖拉机(尤其是大功率拖拉机)的要求。四轮转向方式的转向性能是很好的,但需增加许多结构部件,使初置成本增高。同时,以上两种方式在轮距改变后均可能产生轮胎倒滑。折腰转向方式结构简单,在成本方面是一种有利的解决方案。折腰转向特别适用于林区和葡萄园,其缺点是操纵所需的能量比另外两种转向方式大。图6,参考文献6。

〔周一鸣〕

A3 0483 挂车用手制动器——《Power Farming》, 1978, 57, №2, 57 (英文)

A3 0484 总重8吨以下的单轴挂车使用的新式敞车制动器——《Agrartechnik international》, 1977, 56, №7, 49 (德文)

文中简介了一种带防超载机构的单轴挂车制动器。附结构示意图1幅。

〔冯镜明〕

A3 0485 拖拉机及其挂车的气动制动驱动装置——(Козырев С. П.), 《Тракторы и сельхоз-машины》, 1978, №1, 5—6 (俄文)

文章指出,随着拖拉机速度及其牵引力的提高,拖拉机拖带挂车用于农业运输日益广泛。为了确保拖拉机在道路上的安全行驶,建立一个有效的制动系统已成为迫切的问题。对现代拖拉机及其挂车的制动系统的基本要求是:当其在不同载荷下在不同路面上行驶时,拖拉机应能在国家标准规定的道路区段内停驶。为了满足上述制动系的基本要求,必须合理地利用分配到车轮轴上的附着重量。在方法上,一是采用有大能量的制动机构,例如开式直接作用的盘式制动器。二是建立一种高效的、通用性强的拖拉机及其挂车的气动制动装置。文章介绍了MT3-80/82拖拉机挂车气动制动装置的结构组成及其操作方法。带有气动自动装置的拖拉机及其挂车比液力制动装置有较大的优越性。气动制动装置能保证在汽车工业中用的挂车制动获得全盘的通用化,并使拖拉机及其挂车的制动更轻便更自动化。气动制动装置具有高度的制动可靠性、通用性,在使用中也不需要附加的保养。万一系统中漏气,气动制动装置也能工作,并能保证在发生事故时使挂车能自动停驶。气动制动装置的安装也很方便,并具有抗寒稳定性。装有气动制动机构的拖拉机后边允许牵引几节挂车或几节汽车挂车。利用气动制动装置中的压缩空气还可给轮胎充气等。由于以上许多优点,气动制动装置在国外拖拉机行业中得到广泛的采用。图3。

〔唐才林〕

驾驶室和座椅

A3 0486 隔音良好、舒适的拖拉机驾驶室——

《Agrartechnik international》, 1978, №3, 81 (德文)

工作装置

A3 0487 拖拉机液压装置的现状和发展——(Harms Hans-Heinnich), 《Grundlagen der Landtechnik》, 1978, 28, №3, 95—99 (德文)

本文通过探讨各种拖拉机上的液压装置的性能,指出了拖拉机液压装置今后的发展方向。液压装置中的几个重要指标是:液压装置的功率、油泵的流量、系统的最大油压、液压输出的油量。(1)液压装置的功率是流量与油压的乘积,在中、大型的拖拉机上功率的增大是明显的。在整个输出功率中,液压功率每年增长1%,按这个速度,到1980年中期,液压功率将占输出功率的30%。到1985年,液压功率的平均值将为15千瓦左右;(2)油压的增长不多,因为厂商对不同型号的液压装置供应同一最大油压值(170巴)。提升器的提升力随发动机功率的增加从480牛顿/千瓦增长到极限值604牛顿/千瓦;(3)流量近年来大大提高了,当前很多小型拖拉机的油泵流量已超过25升/分,中、大型拖拉机更不用说,到1976年已超过30升/分。到1980年中期,所有拖拉机都将超过50升/分;(4)液压输出的油量由于大量采用自卸拖车,为了注满油缸需15升油。因此,近年来各级拖拉机的液压输出油量都在不断增长,从1970年的10升增加到1976年的15升。另外,为了充分冷却,油量随功率的提高而增加,预期将超过20升。文章还谈及液压输出接头的意义。认为,为了驱动悬挂、半悬挂农业机械及自卸拖车上的液压马达和油缸,需要液压输出插头。到1980年,估计每台新的拖拉机上都装有一个液压插头。目前,大多数仍是单向的液压插头,但今后肯定会装备双向的液压插头。图8,表1。

〔余群〕

A3 0488 T-150K 拖拉机液压悬挂系统结构上的改变——(Моргун А. Н.), 《Техника в сельском хозяйстве》, 1978, №3, 63—64 (俄文)

A3 0489 大角度的动力输出传动轴——《Power Farming Magazine》, 1977, 86, №10, 35 (英文)

拖拉机试验

A3 0490 拖拉机的田间试验——《Power Farming Magazine》, 1977, 86, №9, 8—10 (英文)

本文主要论述了拖拉机在柏油地、草地和熟地上,以测试发动机性能、拖拉机牵引特性和耗油率为主要内容的测试手段、步骤、试验前的检查准备工作和试