

79.21122
A NL

340845



В. Я. 安尼洛维奇
〔苏〕 Ю. Т. 瓦达拉岑柯

拖拉机的 设计和计标

中国农业机械出版社

拖拉机的设计和计算

[苏] B.Я.安尼洛维奇

Ю.Т.瓦达拉岑柯

孔德棚 周纪良 凌桐森

韦登昌 李家骐 译

孔德棚 韦登昌 校订

中国农业机械出版社

译者的话

本书较全面地反映了最近苏联拖拉机制造业在设计和研究工作中的情况和结果。

全书比较系统地阐述了拖拉机整机、部件和主要零件的设计和计算；对于新结构作了较为详细的分析，如液力操纵离合器、负载换档变速箱、轮式拖拉机的悬架、悬架的液压减震器等；在计算方法上，还介绍了载荷的实际概率分布，运用可靠性理论来分析研究零、部件寿命的方法；书中收集了较多的各类机型的结构参数和计算数据，编绘了大量的图表，全书共有128张表格和230幅插图，并进行了一些实例计算。

本书主要供拖拉机、农机的设计、制造和研究部门的工程技术人员，以及大专院校拖拉机、农机专业的教师和高年级学生阅读使用，也可供拖拉机、农机使用部门的技术人员和其他有关人员参考。

全书分别由凌桐森(绪言、第一～第三章)，孔德拥(第四～第六章)，周纪良(第七～第十二章)，韦登昌(第十三～第十六章)，李家骥(第十七～第十九章)翻译。错误和不当之处，如蒙指正，不胜感激。

目 录

绪 言	1	第六章 齿轮传动的计算	121
第一章 牵引计算	6	6.1 圆柱齿轮啮合的几何参数	121
1.1 概 述	6	6.2 直齿圆柱齿轮的强度计算	129
1.2 确定拖拉机的重量	6	6.3 圆弧齿锥齿轮啮合的几何参数	135
1.3 决定发动机功率和选择发动机 型式	9	6.4 圆弧齿锥齿轮的强度计算	140
1.4 决定档次数目和其级数形式	12	6.5 直齿锥齿轮计算	145
1.5 拖拉机牵引特性的作图	15	6.6 最终传动齿轮的计算特点	149
第二章 拖拉机机组编组和机组动 力学	31	第七章 传动系轴和轴承的计算	157
2.1 概 述	31	7.1 轴的计算	157
2.2 机器-拖拉机机组动力特性的 构成	31	7.2 滚动轴承的计算	158
2.3 确定机器-拖拉机机组的工况	34	7.3 传动系元件计算举例	165
2.4 轮式拖拉机机组转向性能的检验	40	7.4 T-150拖拉机轮边减速器的计算	177
2.5 履带拖拉机机组转向性能的检验	46	第八章 离合器	180
2.6 确定使用指标	50	8.1 摩擦离合器的结构和计算	180
第三章 拖拉机的总体布置	52	8.2 压紧机构的设计和计算	187
3.1 一般要求	52	8.3 离合器的小制动器	195
3.2 履带拖拉机	52	第九章 制动器	196
3.3 轮式拖拉机	58	9.1 概 述	196
3.4 拖拉机的重心位置和稳定性	64	9.2 制动机构的结构和计算	198
3.5 工作装置的配置	70	9.3 制动器操纵传力机构的结构和 计算	207
3.6 驾驶员的位置和劳动条件	71	第十章 变速箱	211
第四章 传动系的分类和典型方案	76	10.1 有级式变速箱	211
4.1 概 述	76	10.2 负载换档有级式变速箱和增 扭器	212
4.2 有级式齿轮传动	76	10.3 行星变速箱	215
4.3 行星传动	89	10.4 无级变速箱	216
4.4 液力机械传动	94	第十一章 转向机构	217
4.5 容积式液压传动	97	11.1 概 述	217
第五章 传动系的计算载荷	103	11.2 单流单级转向机构	218
5.1 额定扭矩和动态扭矩	103	11.3 转向机构的操纵装置	223
5.2 计算传动元件时动态扭矩的计算	114	11.4 多级、无级和双流转向机构	226
5.3 关于拖拉机传动系载荷的计算数 据和实验数据	116	第十二章 中央传动和最终传动、差 速器、连接机构和辅助 机构	229

12.1 中央传动	229	第十六章 轮式拖拉机的行走系	298
12.2 差速器	231	16.1 概 述	298
12.3 最终传动	238	16.2 驱动轮和导向轮	298
12.4 联轴节和万向传动轴	241	16.3 前 轴	303
12.5 独立式动力输出轴的行星传动	245	16.4 前 桥	309
第十三章 拖拉机行走系的计算载荷	246	16.5 拖拉机的振动	312
13.1 概 述	246	第十七章 发动机的防震、拖拉机驾驶室 的防震和座椅的缓冲	316
13.2 道路不平度和工作阻力的特性	246	17.1 部件和零件的防震	316
13.3 振动和载荷的计算	247	17.2 驾驶室的防震	321
13.4 按疲劳强度计算零件的寿命	250	17.3 座椅的缓冲	323
第十四章 履带拖拉机的悬架	254	第十八章 转向操纵机构	329
14.1 分 类	254	18.1 传动型式和它的运动特性	329
14.2 半刚性悬架	256	18.2 转向器	333
14.3 弹性悬架	259	18.3 转向操纵机构的计算	336
14.4 悬架元件的强度和寿命计算	262	18.4 转向加力器	338
14.5 拖拉机振动	269	第十九章 拖拉机液压悬挂系统	345
第十五章 履带行走装置	272	19.1 悬挂装置的运动学和基本尺寸	345
15.1 行走装置的主要尺寸	272	19.2 悬挂机构的强度计算	351
15.2 驱动轮和啮合形状的确定	273	19.3 悬挂装置的液压系统及其构件	353
15.3 履 带	280	19.4 对拖拉机行走机构上的重量 转移	358
15.4 张紧轮和张紧装置	285		
15.5 支重轮	293		
15.6 托 轮	296		

绪 言

成批生产的拖拉机及其各种变型的新品种的创立，是一个经历几个阶段的复杂过程（表0.1）。为了得到质量好的新结构，零、部件和各种机构的设计应该同文献资料的分析、计算和实验室-田间试验研究工作紧密地联系在一起进行。

表 0.1 设计文件的制订和完成工作的步骤

研 制 阶 段	完 成 工 作 的 步 骤
技术建议	收集资料。根据对技术任务的分析结果拟订技术建议(ГОСТ2.118—73)(文件代号“П”)。审查与批准技术建议
方案设计	按ГОСТ2.119—73进行方案设计工作(文件代号“Э”)。审查与批准方案设计
技术设计	进行技术设计(文件代号“Т”)。模型样机的制造与试验。审查与批准技术设计
工作文件的拟订	
a)对试验批量	拟订经制造工艺性检验修改的产品设计文件。一批试验样机的制造与工厂试验。根据一批样机试验的结果修改产品设计文件(文件代号“О”)。修改后的试验样机的制造，由主管部门和国家试验
б)对生产调整批量	发出产品设计文件。在各基本生产车间内，在准备好的设备上进行调整批量的制造。在生产条件下进行调整批量试验。按制造与试验的结果，以及按工艺过程(由调整批量起主导作用的工件所组成)的装备配置情况，修改产品设计文件(文件代号“А”)

在方案设计阶段，辅助工作集中于分析文献统计资料与计算，在技术设计阶段，工作重心则转移到实验上面。工作图设计同工艺过程的拟订工作紧密地联系在一起进行（在某些情况下还要用实验进行检验）。在所有各阶段必须严格遵守各种国家标准和其他标准。

计算工作可分为初步计算（设计计算）和检验性（评价性）计算两类。初步计算是供按给定的指标决定机型的基本尺寸之用。而检验性计算则是检验已有一定参数与尺寸之机型的各种指标。第一类初步计算适宜于由设计人员来完成，第二类计算委托计算部门进行则比较合理。

研制新型拖拉机要在原始资料、一般要求以及类似机型使用经验的基础上进行。

对拖拉机提出以下一些要求：

从工厂制造方面：

降低金属用量，稀缺材料的应用应限制到最少，广泛采用塑料，降低原材料费用；

结构工艺性要与拖拉机的生产规模和生产设备相适应，以降低制造成本；

与工厂原有产品的结构和工艺的继承性；

在厂内与行业范围内机组、部件和零件的规格统一化；

符合国家、行业和工厂的标准；

研制专用变型和进一步变型的方便性。

从使用部门（国营农场、集体农庄）；

提高劳动生产率和缩短各种辅助工作时间；起动、编制机组和技术保养；

良好的通过性（对不同的地形，在行间作业，在斜坡地上）和机动性；

与农机具多种组合的良好机组配套性；

可靠性高；

保证驾驶员的安全性和工作方便；

降低技术保养的劳动量，对维护保养的机械化、自动化的适应性；

提高燃油经济性和减少润滑油的消耗；

减少燃料和润滑材料的品种；

对气候（地区）条件的适应性；

完美的外形和油漆。

从修理企业：

每台拖拉机每年的各种备件的费用低；

基本组件修理的同时性；

要求拆装工作用最小的劳动量和最少的专用工具与设备，减少紧固件的型号与规格；

保持基准面和基准轴线；

减少修理的劳动量；

减少备件品种。

从对外贸易组织方面：

无专利纠葛；

适应特殊的气候条件的变型产品；

提高竞争能力；

与外国公司的农机具配套的可能性；

用容易就地装配的紧凑组件发货的可能性；

良好的保存性。

拖拉机可按结构特征^[20]和用途（表0.2）分类。为了与工作机具协调，拖拉机应符合已批准的型谱（表0.3）。型谱的基本分级标志采用额定牵引力 P_n 。对于农用拖拉机，额定牵引力是指在正常的坚实度与湿度的茬地上工作，拖拉机保持最大牵引效率时的牵引力。对于工业拖拉机，额定牵引力是指在正常湿度的疏松土壤上以低速档工作，拖拉机受附着条件限制所能发挥的最大牵引力。因此，同一拖拉机按工业用途分级的额定牵引力比按农用分级的值大约大70%。拖拉机的等级系用额定牵引力（吨力）表示。

现代拖拉机制造业的特点是，提高拖拉机功率和牵引附着性能，改善驾驶员的劳动条件和提高可靠性。

与功率增长的同时，拖拉机的保有量在不断地增长。

在评价苏联农业的动力装备水平的时候，应考虑到劳动生产率不仅取决于能量饱和程度，而且在很大程度上取决于动力装备能力的利用程度——它们在各季节内的负荷。在苏联的国营农场和集体农庄，利用动力装备的年负荷程度相当大。

世界拖拉机制造业的特点是轮式拖拉机的生产占优势（由85%到99%）。在苏联，在与土壤耕作有关的作业中，使用履带拖拉机占优势。

研制一般用途的四轮驱动拖拉机可改善轮式拖拉机的附着性能，解决了利用轮式拖拉

表 0.2 拖拉机按用途分类

型 式	完 成 的 主 要 工 作	特 征 性 要 求
农 用		
一般用途……	耕地、耙地、全面中耕等	在潮湿土壤上的通过性
万能中耕……	行间作业	可调整的轮距，道路地隙0.5~0.8米
专 用		
葡萄园……	葡萄园工作	外廓宽度不大于1米
沼泽地……	过分潮湿的土壤上工作	比压小于0.25公斤力/厘米 ²
陡坡地……	斜坡地上工作	有梭行工作的能力
自动底盘		
万 能……	蔬菜的耕种	在车架上安装多种机具的可能性
收 获……	用可更换的悬挂联合收割机作收获工作、运输工作	更换工作机具和作运输作业改装的方便性
山 地……	陡坡地种重场的耕耘工作	路隙1.2米，防止倾翻的稳定性
工 业 用		
一般用途……	带推土铲与铲运机作土方工作	具有前、后悬挂系统，作梭行工作必需的一些倒档
沼泽地……	开采泥炭，改良土壤	比压0.12~0.2公斤力/厘米 ²
集 材……	运送伐倒的树干	具有挂接牵拖用的绞盘和安置树干的搭载板
专 用……	铺设煤气与石油管线路，露天开采工作	

表 0.3 苏联拖拉机的远景型谱

等 级 (吨力)	功 率 (马力)	重 量 (吨力)	行走系统 型 式	基 本 型	变 型
农 用 拖 拉 机					
0.2	10~12	0.35	轮 式	乘坐 3×2	步行式 2×2
0.6	24~30	1.5	轮 式	万能 4×2	自动底盘，苗圃用框架式（地隙1500毫米）
0.9(1.2)	50~60	2.3	轮 式	中耕 4×2	中耕 4×4，工业用(低地隙)，中耕 3×2(棉田用)
1.4(1.8)	75~80	3.0	轮 式	中耕 4×2	中耕 4×4，中耕 3×2(棉田用)，坡地用
2	60~70	3.7	履带式	甜 菜 用	葡萄园用，果园用，林业用
3	110~120	6.0	履带式	一般用途	沼泽地用，坡地用
3	150~180	6.5	履带式	林草原和草原一般用途	一般用途轮式 4×4，工业用，集材用轮式
4(5)	150~170(220)	8	履带式	一般用途	沼泽地，集材用，工业用
5	300	12	轮 式	一般用途	工业用，集材用
6(10)	140~150	11.5	履带式	一般用途	工业用，沼泽地，铺管用
工 业 拖 拉 机					
15	220	15~17	履带式	一般用途	沼泽地，铺管
25	330	25	履带式	一般用途	
35	500	30	履带式	一般用途	

附注：括号内的数据指远景拖拉机的参数

机完成主要谷物区全套农业工作的可能性。计算表明，当发动机功率达 120 马力和更大值时，全轮驱动拖拉机在经济上是合理的。

在近期内，轮式拖拉机在农业中将占保有量的61~64%。

用减少基本型（由16个减少到12个）与增加变型（由23个增加到41个）的方法，将大大加深拖拉机的统一化，同时进一步扩大基本组件、部件和最大量的单个零件的统一化水平。新的组件和部件（液压装置等）将以规格统一的典型结构的系列型式研制出来。

拖拉机的可靠性将提高，基本组件到大修之前的使用时间将增加到6000小时，而对某些部件和系统（负载系统、液压组件等），将保证它们在拖拉机的全部使用期限内无大修地工作。轮胎的寿命将增至8000~10000小时。履带的零件应由高强度和耐磨损的材料（双金属）制成。在减少技术保养的工时费用2~3倍的同时，平均的无故障工作时间将增加2~2.5倍。由于提高了部件与组件的等强度性，可以期望大大减少备件的需要量。

上述的拖拉机制造业的发展远景是建立在国内外拖拉机一系列技术发展趋势之上的。提高拖拉机的功率可用提高劳动生产率来解释。随着拖拉机功率的增长，同时出现了某些合理利用功率的方向：提高工作速度与牵引力；采用由发动机经拖拉机动力输出轴或其他方式驱动的农具。

当增大工作速度时，对土壤耕作、播种和中耕的农艺方面提出了专门的要求。提供高速农用拖拉机及其配套农具是实现高速作业的基础。

提高牵引力导致研制复合式和宽幅的机组，它可同时完成某几项农业耕作工序。没有提高作业速度的大功率拖拉机是其基础。

当选择这种或另一种功率利用方向时，最佳的解决办法取决于各方面的有根据的经济分析。但是，提高工作速度和牵引力常常受现有的农艺方法的限制，例如行距尺寸的限制等。以上所指出的矛盾的解决办法在于用由拖拉机发动机驱动的主动工作机构代替从动工作机构，创制复式作业机器和机组，排除一些个别的次要工序（土壤的“最少”耕作法）。

随着主动工作机构的采用，减小了农具的牵引阻力和拖拉机的打滑。使以下作业的机械化工作成为可能，如小面积地块上的行间作业，收割后残茬和施有机肥料的复土，但是，采用旋转农具时提高了能量的消耗，有时比从动工作机构的要大。这就对拖拉机的总体布置提出了专门的要求，即要减轻行走机构的负担，而相反地要加强动力输出轴，可以看到，液压驱动的工作装置的利用在进一步扩大，引入二个或更多的动力输出轴和提升悬挂装置，增加拖拉机的机动性等趋向。

排除个别的次要作业工序，减少机器-拖拉机机组在田间行驶的次数，以降低对土壤的压实，从而可良好地保持土壤的自然透水性。一些研究表明，当作一般耕作时经拖拉机碾压的面积大约占全部耕作面积的一半。此外，减少机组行驶次数也降低了每公顷面积的工时消耗。

所有等级和用途的拖拉机应保证完全的可逆行驶是一个表现得明显的趋势。

预计今后十年内，虽然拖拉机仍是田间作业的基本动力装置，但自走式机械、汽车以及动力的作用将增长。自走式机械（特别是收获用的）较之机器-拖拉机机组具有一系列的优点：当发动机功率相同时具有较高的生产率，较大的作业适应性，工作质量高，较好的操纵性和机动性，驾驶员的工作条件更为舒适。

预测计算表明，在大规模商品农场的土壤耕作机组的生产率应大于2.5公顷/小时。这就要求研制发动机功率达300马力的4×4轮式拖拉机和大于300马力的6×6轮式拖拉机。

目前正在研制用公共的机架联接起来的两个4×4拖拉机组成的土壤耕作机组，在这公共机架上挂结土壤耕作机具。总的驱动功率为600马力左右。

在农业中使用大功率拖拉机主要是经济原因。用大功率技术装备农场使得在最有利的农时和最短的时间内顺利完成繁重工作成为可能。但是必须记住，不合理地利用大功率拖拉机将急剧地增加各种费用。例如，当发动机的载荷低于40%时，额定比油耗将增加20%。当大功率拖拉机作多种用途使用时，由于延长了空车转移时间，用于轻便作业以及在不工作季节的停工等原因而大大降低了其负荷程度。虽然完成同样的工时大功率拖拉机比中等功率拖拉机每公顷的燃油消耗量要高，但是大功率拖拉机在最近十年内仍将增加。

下面将预计一下拖拉机各系统的发展趋势。

与拖拉机的功率增长相联系的是，常常采用以机油或其他液体冷却的离合器来替代干式离合器。这种湿式离合器的附着储备系数较小，因而可保证减小其尺寸，它还可降低传动装置中的动载荷和减轻拖拉机的操纵。

近期内传动系统仍将采用机械有级式变速箱。为了便于变速和免除停车和起步所耗费的时间，在变速箱内将广泛利用带不切断功率流换档的常啮合齿轮传动，在结构上靠液压操纵的离合器来实现。

同机械传动相比，尽管静液压传动的效率较低，但毕竟在完成全套农业工作时可提高拖拉机的生产率，因而日益取得应用。静液压驱动装置可首先应用于如静液压增扭器、前驱动桥的传动、具有复杂的运动关系的传动装置的专用拖拉机，以及对总体布置和机动性有苛刻要求的专用型拖拉机（供特别有经济价值的作物的耕作之用，耕作这些作物的成本大大高于技术装备上的费用）。液压传动的成本（特别是大功率的）比机械传动的高2~3倍。

带液力变扭器的传动装置可最有效地用于工业拖拉机上。

履带拖拉机的行走系统的发展途径是采用更先进的缓冲系统（带低压的充气支重轮的履带和液压减震器），在对土壤压力大的拖拉机上（沼泽地和土壤改良的拖拉机）采用橡胶支重轮缘和金属橡胶履带。

轮式拖拉机的悬架将采用液压减震器，气液弹性元件。

为了提高轮式拖拉机的牵引附着性能将广泛采用全轮驱动。

拖拉机液压系统发展的远景方向是研制万能的结构，以便在必需的情况下能实现力、位和高度调节，并能输出液压功率以驱动农机具。轮式拖拉机转向机构的液压助力器以及转向、制动、主离合器操纵机构的液压助力器日益得到发展。在液压操纵系统基础上，拖拉机作各种作业时（首先是耕地），操纵自动化将得到发展。

用改善座位和拖拉机整个机体的悬架系统将使驾驶员在座位上的振动减小。看来，如果结构能足够简单的话，将可采用自动的座位悬架系统。改善驾驶室的防振装置，隔离噪音和振动的来源，将使操作位置的噪音减小。用改善供给驾驶室空气的滤清、预热和温湿调节系统，将为驾驶室提供必需的清洁适宜的气候条件。吸声的隔板和蒙面材料将得到更广泛的采用。

驾驶室的专用安全架目前已经成为拖拉机倾翻时保证驾驶员安全的必需的装置。

对操纵杆件和踏板的合理布置将给予更大的注意，并用液压驱动和液压操纵的方法使操纵杆与踏板的数量缩减到最少。

设想“未来的拖拉机”要具有可回转的座椅或整个可回转的工作位置，以供拖拉机长距离后退之用，并从拖拉机的后面和两边装置晶体管收音机与电视机。

第一章 牵引计算

1.1 概 述

用牵引计算的方法来决定拖拉机的基本参数：总重量与附着重量，发动机功率，传动比及其分配。这些参数保证拖拉机在给定的条件下有效地工作。计算用的原始数据是：拖拉机的型式、牵引力等级、用途，以及所要替代的机型和以何种基本型为基础设计专用变型进行生产。要补充指明与在计算过程中要明确规定的是：完成工作项目的一览表，拖拉机的配套农具，工作区域的土壤特性与气候条件，以及拖拉机外廓的极限尺寸。

拖拉机的牵引性能可用牵引力评价范围内的最大牵引力与最小牵引力来决定。牵引力的评价范围可分为全部范围的 Δ_T 与工作范围的 $\Delta_{T.p}$ 两种：

$$\Delta_T = \frac{P_{Kpmax}}{P_{Kpvmax}}, \quad \Delta_{T.p} = \frac{P_H}{P_{Kpmin}}$$

式中 P_{Kpmax} ——低速档的最大牵引力； $P_{Kpmax} = \chi_n P_H$ （此处 χ_n ——挂钩牵引力的过载系数，根据苏联拖拉机研究所的资料，对于农业拖拉机，轮式的 $\chi_n = 1.1 \sim 1.15$ ，履带式的 $\chi_n = 1.15 \sim 1.25$ ）； P_{Kpvmax} ——高速档发挥的最小牵引力，它取决于所允许的最高工作速度。对于履带拖拉机，为了得到适当的牵引效率，推荐取 $P_{Kpvmax} = (2.5 \sim 3.0) P_f$ [此处 P_f ——拖拉机本身的滚动阻力； $P_f = fG$ （ f ——滚动阻力系数，按表1.1选取； G ——拖拉机的使用重量，公斤力）]； P_H ——按型谱规定的额定牵引力，公斤力； P_{Kpmin} ——根据前一等级的牵引力并考虑了牵引力减小时滚动效率 η_r 的降低，按轻负荷工作所决定的最小牵引力；为了在国民经济中减少拖拉机的型号数量，取 $P_{Kpmin} = \chi_3 P_{H(n-1)-(n-2)}$ （式中 χ_3 ——挂钩牵引力的载荷系数， $\chi_3 = 0.85$ ； $P_{H(n-1)-(n-2)}$ ——前一等级（或再前一级）拖拉机的额定牵引力）。

1.2 确定拖拉机的重量

拖拉机的使用重量 G （公斤力）取决于在允许打滑率 δ 和高牵引效率条件下，为获得所要求的牵引力 P_{Kp} 所必需保证的与该土壤的附着条件，按下式计算：

$$G = \frac{P_{Kp}}{\lambda \varphi_0 - \zeta f}$$

式中 λ ——驱动轮的载荷系数：对于履带拖拉机 $\lambda = 1$ ，对于 4×4 轮式拖拉机 $\lambda = 0.9 \sim 1$ ，对于 4×2 轮式拖拉机因保持操纵性，取 $\lambda = 0.76 \sim 0.8$ ； φ_0 ——土壤的附着系数（见表1.1）； ζ ——考虑行走系统内部损失的系数，对于轮式拖拉机取 $\zeta = 1$ ，对于履带式 $\zeta = 0.5$ 。

试验表明，在茬地（为了得到额定牵引力 P_H 的典型环境）上，当速度为6~9公里/小时，牵引效率的最大值与重量利用系数的平均值 $\varphi_{r.p.onT}$ 相适应， $\varphi_{r.p.onT} = \frac{P_{Kp} \eta_r}{G}$ ，对于履带拖拉机 $\varphi_{r.p.onT} = 0.55$ ，对于 4×2 轮式 $\varphi_{r.p.onT} = 0.38$ ，对于 4×4 轮式 $\varphi_{r.p.onT} = 0.45$ 。此

表 1.1 行走部分与土壤的滚动阻力系数 f 、附着系数 φ_0 、履带
拖拉机的转向阻力系数 μ_{max}

道路类型	在5厘米深度 处的硬度 σ_{H} (公斤力/厘米 ²)	轮式拖拉机			履带拖拉机		
		f	φ_0	μ_{max}	f	φ_0	
						表面干燥时	表面潮湿时
沥青路面	—	—	—	—	0.018	0.7~0.8	0.4~0.5
圆滑石路面	—	0.05	0.25	0.2	0.020	0.6~0.7	0.3~0.4
土 路							
粘 土	—	0.06~0.07	0.9~1.0	0.4~0.5	0.04	0.65~0.75	0.3~0.4
砂 壤 土	—	0.08~0.09	1.0~1.1		0.05	0.6~0.7	0.3~0.45
碾压的雪路	—	0.06	0.2~0.25	0.15~0.2	0.05	0.2~0.3	—
草 地							
经修剪的	30~38	0.075	1.1~1.2	0.7	0.07~0.09	0.7~0.8	0.5~0.6
未经修剪的	—	—	0.9~1.0	0.6	0.08~0.10	0.6~0.7	0.4~0.5
茬 地	10~20	0.07~0.08	0.8~1.0	0.6	0.10~0.12	0.7	0.5
经晒垡的耕地	2~4	0.08~0.09	0.6~0.7	0.65	0.12~0.14	0.4~0.6	—
田 地							
新耕翻的	2~6	0.10~0.12	0.7	0.5~0.6	0.18~0.22	0.3~0.5	—
中 耕 的	1~2	0.10~0.12	0.6	0.4~0.5	0.16~0.20	0.4~0.6	—
砂 土							
湿 的	—	0.10~0.12	0.5	0.4~0.5	0.10~0.15	—	0.4~0.6
干 的	—	0.15	0.4	0.3	0.16~0.22	0.2~0.3	—
沼 泽 地	—	0.12~0.18	0.3~0.4	—	0.20~0.25	—	0.2~0.25
深的积雪地(0.4米)	—	0.18	0.25	—	0.18~0.20	—	0.2~0.25

时, 使用重量将等于

$$G = \frac{P_n}{\varphi_{\text{кп.онт}}}$$

拖拉机的全重由所加配重和悬挂农具的反作用力来得到。

拖拉机的最小使用重量取决于在土路条件下保证拖拉机-挂车机组的行驶稳定性和操纵性

$$G = \frac{\sin \alpha + f_{\text{np}} \cos \alpha}{\lambda \varphi_0 - (\sin \alpha + f \cos \alpha)} Q_{\text{np}}$$

式中 α ——道路的上坡角(见表 2.2); f_{np} ——挂车的行驶滚动阻力系数; λ ——驱动轮的载荷系数; 对4×2拖拉机按保证操纵性条件取0.65~0.7, Q_{np} ——挂车的全重。

当挂车上没有制动装置时, 不应取 $G < 0.5 Q_{\text{np}}$ 。

由获得良好的牵引性能与操纵性能的条件来进行4×2轮式拖拉机重量在前后轴上的分配。牵引性能可用驱动轮(后轮)的载荷系数来评价:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{Z_2}{G} = \frac{L - a_{\text{n.r.}}}{L} + \frac{r_*}{L} f + \frac{h_{\text{np}}}{L} \frac{P_{\text{кр}}}{G} \\ &\approx \frac{1}{L} (L - a_{\text{n.r.}} + r_* \varphi_{\text{кр}}) = \lambda_{\text{ст}} + \frac{r_*}{L} \varphi_{\text{кр}} \end{aligned}$$

式中 Z_2 ——土壤对驱动轮的法向反作用力; L ——轴距; $a_{\text{n.r.}}$ ——拖拉机重心的水平坐标; r_* ——驱动轮半径; h_{np} ——牵引钩作用线离驱动轮与土壤接触面的高度; $\lambda_{\text{ст}}$ ——在静止状态时驱动轮的载荷系数。

操纵性用导向轮（前轮）的载荷系数来评价

$$\lambda_1 = \frac{Z_1}{G} = 1 - \lambda \approx \frac{a_{n,r}}{L} - \frac{r_x}{L} \varphi_{x,p}$$

式中 Z_1 ——作用在前轮上的土壤的法向反作用力。

当 $\lambda_1 = 0.35 \sim 0.4$ 时可保证良好的操纵性。当 $\lambda_1 = 0.2$ 时，转向半径将增长 2~3 倍。当 $\lambda_1 < 0.15$ 或 $\lambda > 0.85$ 时，将失去操纵性。因此，在拖拉机总体布置时应使静止状态时 $\lambda_{cr} = 0.6 \sim 0.65$ ，在牵引计算时，取 $\lambda_{max} = 0.75 \sim 0.8$ 。

4×4 轮式拖拉机重量在前轴上的分配取决于拖拉机的型式：即前后轮直径相同的一般用途型和装小直径前驱动轴的万能高通过性型。为了得到最大牵引力，必须遵守下列条件

$$P_{x,p1} + P_{x,p2} = (\varphi_1 - f_1)G_{1cn} + (\varphi_2 - f_2)G_{2cn} = P_{x,pmax}$$

式中 φ_1, φ_2 ——前、后轮的附着系数； f_1, f_2 ——前、后轮的滚动阻力系数； G_{1cn}, G_{2cn} ——在工作状态时前、后轮上的垂直载荷； $G_{1cn} = G_1 - \Delta G$ ， $G_{2cn} = G_2 + \Delta G$ （此处 G_1, G_2 ——前、后轮上的静态载荷， ΔG ——工作状态时前轴的减载量。

前轴的减载量按下式计算

$$\Delta G = -\frac{1}{L}(h_{x,p}P_{x,p} + M_f)$$

式中 M_f ——拖拉机的滚动阻力矩； $M_f = f_1 G_{1cn} r_1 + f_2 G_{2cn} r_2$ （此处 r_1, r_2 ——前、后轮的半径）。

对前、后轮直径同样大的一般用途的四轮驱动拖拉机，取 $\varphi_2 \approx \varphi_1$ 和 $f_2 \approx f_1$ [通常 $f_1 = (1.1 \sim 1.3)f_2$ 和 $\varphi_1 < \varphi_2$]。此时，在轮子上的静载荷将等于

$$G_1 = \frac{G}{2} + \left(\frac{P_n}{\psi} + P_f \right) \frac{h_{x,p}}{L} \approx \frac{G}{2} + \frac{P_n r_x}{\psi L} \quad (1.1)$$

$$G_2 = G - G_1$$

式中 ψ ——额定牵引力的重新分配系数， $\psi = 1.5 \sim 2$ 。

对于装前驱动桥的万能拖拉机，确定其垂直载荷在轮子上的分配有两种方法。第一种方法，首先按轮胎规格的国家标准选择前轮尺寸，保证拖拉机以给定的最小半径转向。按所选择的轮胎尺寸求得极限垂直载荷 $G_{1npo\lambda}$ 及 $G_{2npo\lambda}$ 。作用在前轮上的静载荷的百分比（考虑到悬挂农具对后轮的加载）等于

$$\frac{G_1}{G} = \frac{G_{1npo\lambda}}{G_{1npo\lambda} + \left(0.8G_{2npo\lambda} - P_n \frac{h_{x,p}}{L} \right)} \quad (1.2)$$

另一种方法采用： $f_1 = f_2 = f$ ， $\varphi_1 \approx 0.8\varphi_2$ 和 $P_{x,p1} = (0.25 \sim 0.3)P_{x,p}$ 。此时

$$\frac{G_1}{G} = \frac{(0.25 \sim 0.3) + (0.8\varphi_2 - f) \frac{h_{x,p}}{L}}{0.8\varphi_2 - f} \frac{P_{x,p}}{G} \quad (1.3)$$

最佳值为 $G_1/G = 1 - \lambda = 0.4 \sim 0.45$ 。

履带拖拉机重心位置的选择，应在最可能的牵引力状态下，使得垂直载荷在支承面上、均匀地分布，最佳的重心坐标是：

$$a_{onr} = 0.5L_r + C_x + h_{x,p} \frac{P_{x,p}}{\psi G}$$

式中 L_r ——履带接地面积的长度； C_x ——驱动轮轴线至履带支承面边沿的距离； ψ ——

额定牵引力的重新分配系数，取1.5~1.75。

1.3 决定发动机功率和选择发动机型式

发动机额定功率（马力）由在该期型谱中所给定的速度 v_n （公里/小时）下，实现额定牵引力的条件求得：

$$N_n = \frac{(P_n + fG)v_n}{270\eta_{m.r}\eta_\delta\eta_{n.m}}$$

式中 $\eta_{m.r}$ ——传动系统的机械效率（包括驱动轮与履带之间的啮合损失）（见 § 1.5），
 η_δ ——考虑滑转损失的系数： $\eta_\delta = 1 - \delta$ ，此处 δ 为滑转率（对于履带拖拉机 $\eta_\delta = 0.93 \sim 0.95$ ，对于一般用途轮式拖拉机 $\eta_\delta = 0.85 \sim 0.87$ ，万能轮式拖拉机 $\eta_\delta = 0.80 \sim 0.82$ ），
 $\eta_{n.m}$ ——功率利用系数（ $\eta_{n.m} = 0.90 \sim 0.95$ ，考虑到起步与克服随机阻力的功率储备）。

当设计一般用途和万能型农用拖拉机时，对履带拖拉机推荐取 $v_n = 8 \sim 9$ 公里/小时，对于轮式拖拉机取 $v_n = 9 \sim 10$ 公里/小时。

若给出了带土壤耕作机具工作时的生产率 W （公顷/小时），则发动机的功率可按下式决定

$$N_s = \frac{R_1 W}{27\eta_s\eta_{n.m}\tau}$$

式中 R_1 ——农具单位耕作幅宽上的牵引阻力公斤力/米； τ ——工作时间利用系数，
 η_s ——拖拉机的牵引效率， $\eta_s = \eta_{m.r}\eta_\delta\eta_t$ （此处 $\eta_t = \frac{P_{s.p}}{P_{s.p} + fG}$ ——考虑本身滚动损失的系数）。

为使发动机功率更加准确，需要验算拖拉机作下列工作的可能性：

带需要输出功率的机具工作时：

$$N_o = \frac{(R_s + fG)v}{270\eta_{m.r}\eta_\delta\eta_{n.m}} + \frac{N_{mam}}{\eta_{o.m}} \leq N_n$$

式中 R_s ——工作机具的牵引阻力（公斤力）； v ——工作速度（公里/小时）； N_{mam} ——带动工作机具所要求的功率（马力）； $\eta_{o.m}$ ——传递功率至工作机具的传动效率： $\eta_{o.m} \approx 0.9 \sim 0.95$ 。

轮式拖拉机带拖车作运输作业时：

$$N_o = \frac{(f + i + \delta_{sp}j/g)(G + Q_{sp})v}{270\eta_{n.m}\eta_\delta} \leq N_n$$

式中 i ——在不换档的条件下以低速档可爬越的坡度，一般 $i = 0.02 \sim 0.05$ ； j ——拖车机组加速时的加速度值，取 $j/g = 0.03 \sim 0.1$ ； δ_{sp} ——考虑机组转动质量的系数； η_δ ——考虑滑转的系数， $\eta_\delta = 0.9 \sim 0.95$ 。

将计算所得功率数值圆整并按此值选择发动机。

拖拉机的能量饱和程度（马力/吨）表示其在提高工作速度时有效的工作能力，并按下式决定

$$E = \frac{1000N_n}{G} = \frac{(\varphi_{s.p} + f)v}{0.27\eta_{m.r}(1 - \delta)}$$

在很多情况下,用拖拉机的比重量 $g_y = \frac{G}{N_e} = \frac{1000}{E}$ 公斤力/有效马力·小时代替能量饱和程度。

发动机的特性将决定拖拉机的结构与牵引性能。发动机的特性用一些参数间的关系曲线来表示,这些参数是:扭矩 M_n (公斤力·米)、角速度 ω_n (1/秒)或转速 n_n (转/分)、发动机功率 $N_e = \frac{M_n \omega_n}{102} = \frac{M_n N_n}{974.5}$ (千瓦)或 $N_e = \frac{M_n \omega_n}{75} = \frac{M_n N_n}{716.2}$ (马力),对于热力发动机还有小时油耗 G_r (公斤/小时)和比油耗 $g_o = \frac{1000 G_r}{N_e}$ (克/有效马力小时)。发动机的特性可区分为速度特性 M_n 、 N_e 、 G_r 、 $g_o = \Phi(n_n)$,载荷特性 n_n 、 N_e 、 G_r 、 $g_o = \Phi(M_n)$ 以及功率特性 n_n 、 M_n 、 G_r 、 $g_o = \Phi(N_e)$ (内燃机的调速特性)。

发动机对牵引性能的影响用适应性系数 $k_n = M_n/M_{n*}$ 与转速的降低 $a_{og} = n_{n*}/n_n$ 来评价(此处 M_{n*} 、 n_{n*} ——最大扭矩时的扭矩与转速, M_n 、 n_n ——额定功率时的扭矩与转速)。

随着 k_n 值的增大,拖拉机不需换用低速档克服行驶阻力突然增长的能力提高了,当过载强化时,使机组的生产率提高并减少工作速度的降低程度。当过载强化时,随着 a_{og} 的增大,机组的生产率提高,但被克服的过载减小。最佳的牵引性能要求发动机在 n_{min} 到 n_{max} 的范围内具有不变的功率,即 $N_e = \text{常数}$ 。此时,适应性系数 $k_n = \frac{1}{a_{og}} = \frac{n_{max}}{n_{min}}$,而扭矩则按等轴双曲线变化。当 $k_n > 3$ 时,传动系统将只需1~2个档次,因而传动系统结构可大为简化。

热力发动机的经济指标是:最小比油耗 g_{emin} 克/有效马力·小时,评价用的比油耗 g_{oon} (在 $0.5N_e \sim N_e$ 范围内的平均比油耗),润滑油的消耗,它不应超过平均的使用燃油消耗量的3%。

发动机的型式按牵引指标、经济指标和使用指标来选取。后者用下列指标来评价:发动机的比重量 $g_{x,y} = \frac{G_n}{N_n}$ (公斤力/有效马力)、单位功率的体积(米³/有效马力)、工作平稳性、起动性、自由活动能力(离开工作基地的活动半径)、可靠性、使用与保养的方便性。

直流串激电动机具有良好的牵引性能(见图1.1)。三相交流绕组式与鼠笼式电动机的牵引性能较低,并要求采用带变速箱与离合器。

电动机可用变换绕组端点得到反向转动,然而交流电动机由于其起动阶段较长,而宁愿引用倒退档。

电动机的供电可用:装于拖拉机上的内燃机-发电机组(电力传动拖拉机);滑接式或展收式电缆(电力拖拉机);蓄电池组,由于蓄电池组的结构笨重和可资工作的能力储备有限,在拖拉机上没有采用。

四冲程柴油机由于其自由活动性能好,经济性好,起动方便,比重量小,可靠性好,已成为拖拉机发动机的基本型式。最普及的柴油机的特性示于

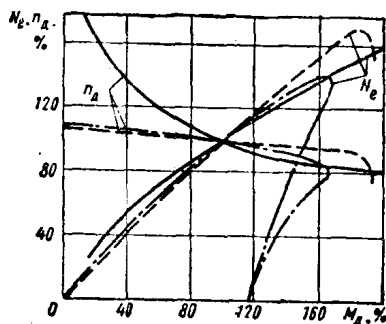


图 1.1 电动机的载荷特性

直流并激电动机(虚线); 直流串激电动机(实线); 三相鼠笼式异步电动机(点横线)

图1.2和图1.3。对于拖拉机用的柴油机， k_u 与 $a_{0.6}$ 的平均值为 $k_u=1.15$ ， $a_{0.6}=0.65\sim 0.7$ 。

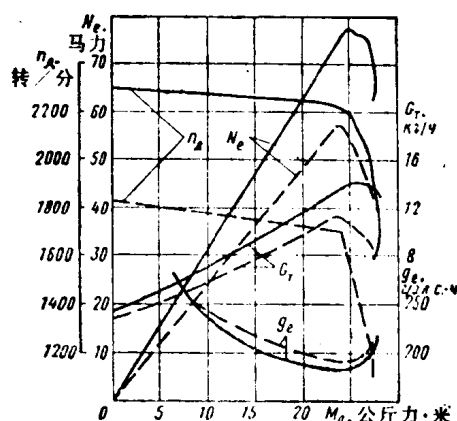


图 1.2 柴油机的载荷特性
A-50(虚线) A-240(实线)

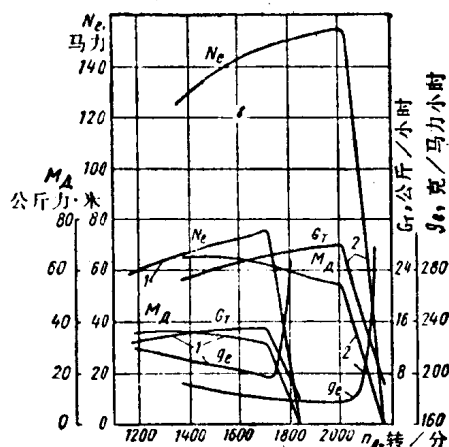


图 1.3 柴油机的速度特性
1—CM A-14 2—CM A-60

为了简化「发动机-传动系」机组，减少机器的加工量与金属消耗量，改进其牵引性能与使用性能，应进行新型柴油机的研制，使其在较宽的转速范围内（ $n_{\max}\sim 0.6n_{\max}$ ）保持功率不变。

采用自动调整的涡轮增压器以及在喷油泵调速器上装以专用校正装置，使循环的燃油和空气供给量协调，可以得到稳定的功率，在 $n_{\max}\sim 0.7n_{\max}$ 范围内功率波动不大于 $\pm 5\%$ 。此时扭矩按 $M_t=\text{const}/n_t$ 规律变化（见图1.4），适应性系数达 $k_u=1.4\sim 1.6$ 。这种发动机的冷却系统应按最大扭矩时的散热量进行计算。当发动机在最大角速度和调速器起作用的区段工作时，为了降低冷却强度应将风扇的传动装置的传动比作成可变的。采用可以变更叶片间距的风扇则更好。对于功率不变的发动机，应选取具有载荷系数为1.1~1.2的点作为工作点，即工作时转速为 $(0.85\sim 0.9)n_{\max}$ 。

采用燃气轮机可以期望得到好的效果。由自由活塞发动机和燃气轮机组成的动力装置可保证 $k_u=3$ （图1.5）。采用燃气轮机可使档次数减少3~4倍，但其缺点是增加噪音，必需有降速的减速器，起动复杂。

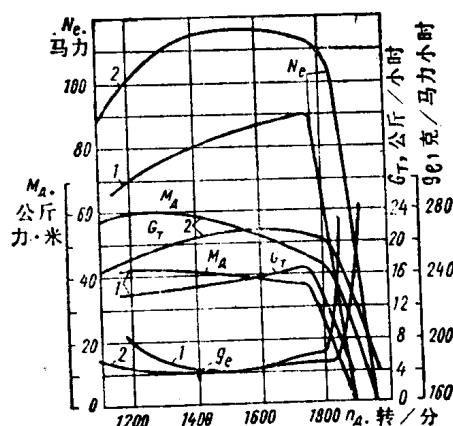


图 1.4 柴油机的速度特性
1—A-41 2—A-41IM

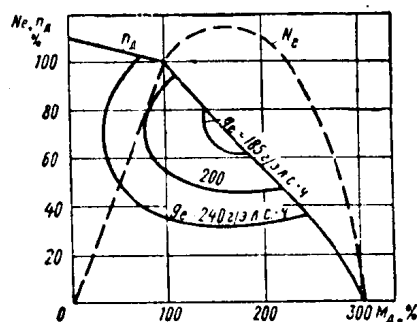


图 1.5 带自由活塞发动机的燃气轮机的载荷特性

1.4 决定档次数目和其级数形式

变速范围应包括由拖拉机完成的各种作业的特性所决定的各种速度和牵引力。速度范围分为:

缓行速度(农艺要求的速度)其速度值为所完成的作业条件所限制,而不需要同时增大牵引力;所用的速度受牵引力($P_{\text{p}} \leq P_{\text{a}}$)和牵引功率的限制;倒档速度也属于此类。

基本工作速度 当行驶速度改变时,切线牵引力成反比例变化;最低基本工作速度(第一档)是储备档,用于克服阻力的随机增长;低工作速度(第二档或第三档)保证得到额定牵引力;最高工作速度及其附近档次的速度是运输档,用于空车转移和拖曳拖车。

缓行速度按苏联拖拉机研究所和农业机械研究所一起研究制订的 OH-13-138-64 标准的推荐值选取,相应于各等级拖拉机的值为:

拖拉机等级(吨力)	0.6	0.9和1.4	2.0	3.0和4.0	6.0和更大的
缓行速度的第一范围(公里/小时)					
当额定转速时	1.0~1.6	0.35~1.0	—	0.5~1.0	0.1~0.28
当调节转速时	0.6~1.6	0.2~1.0	—	0.3~1.2	0.06~0.28
缓行速度的第二范围(公里/小时)					
当额定转速时	—	1.2~2.8	1.8~3.6	0.33~0.91	
当调节转速时	—	0.7~2.8	1.1~3.6	0.2~0.91	

缓行速度的每一范围内应具有无级调节,或者不少于三个按几何级数选择的档次(0.6吨级拖拉机应允许有二个档),用降低发动机转速的方法来调节行驶速度,只有在配套机具不需要以发动机的全部功率和额定转速来驱动时才允许使用。

倒档速度希望在下列范围之内(对履带拖拉机则是必须在此范围内):2.5~4公里/小时用作挂结农具,5~10公里/小时用于梭行工作法工作时的空驶。档数应不少于二个。

各种基本工作速度根据牵引力的全部范围 $\Delta P = \frac{P_{\text{pmax}}}{P_{\text{p}} v_{\text{max}}}$ 来决定。利用档次的范围 $\Delta u = \frac{u_{\text{max}}}{u_{\text{min}}} = \frac{u_1}{u_m}$ 来求取将更方便,传动装置的总传动比根据牵引力求得:

$$u_{\text{max}} = u_1 = \frac{(P_{\text{pmax}} + P_f) r_k}{M_n \eta_{\text{m.r.}}}$$

$$u_{\text{min}} = u_m = \frac{(P_{\text{p}} v_{\text{max}} + P_f) r_k}{M_n \eta_{\text{m.r.}}}$$

或者按理论的行驶速度求得:

$$u_{\text{max}} = u_1 = 0.377 r_k \frac{n_n}{v_1}$$

$$u_{\text{min}} = u_m = 0.377 r_k \frac{n_n}{v_{\text{max}}}$$

式中 r_k ——轮子的动力半径(米);对于轮式拖拉机 $r_k = (0.5d_{\text{m}} + 0.83b_{\text{m}}) \times 10^{-3}$ [此处 b_{m} 、 d_{m} ——轮胎的宽度与轮辋的直径(毫米),它们按轮子上的垂直载荷 Z_k 来选择],对于履带拖拉机 $r_k = \frac{l_r z_{\text{r}}}{2\pi}$ (此处 l_r 、 z_{r} ——履带的节距(米)与驱动轮转一圈所卷绕的履