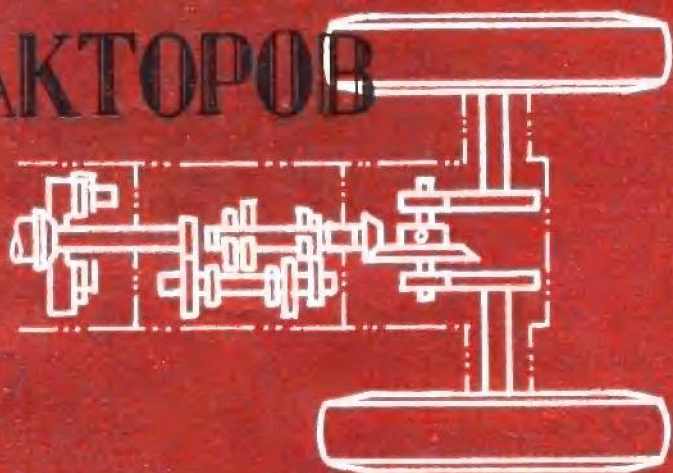


拖拉机 传动装置

〔苏〕 K. M. 李沃夫斯基 等著

ТРАНСМИССИИ
ТРАКТОРОВ



中国农业机械出版社

拖拉机传动装置

〔苏〕К.Я. 李沃夫斯基等著

杜延廷	陈一洲	译
李绍刚	柴天达	
魏龙昌	校	订

中国农业机械出版社

苏联拖拉机功率的提高,使拖拉机传动装置的结构发生了变化。在一些拖拉机上,开始采用了负荷换档机构、动液力传动装置和容积式液力传动装置。

本书论述了装有这几种传动机构的拖拉机传动装置的结构和作用原理,较详细地论述了这些结构的特点、设计计算程序、结构方案及其参数的选择方法。引证了它们的牵引经济性能,还总结了苏联和外国生产的一些拖拉机的试验结果。

本书可供从事拖拉机制造的工程技术人员使用。

ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРОВ
Кива Яковлевич Львовский 等
Издательство «Машиностроение» 1976г

* * *

拖 拉 机 传 动 装 置
〔苏〕К.Я. 李沃夫斯基等著
杜延廷等译

*

中国农业机械出版社出版
沈阳市第二印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行
新华书店经售

*

850×1168 32开 10 $\frac{1}{8}$ 印张 267千字
1981年9月北京第一版·1981年9月沈阳第一次印刷
印数: 0.001—3.800 定价 1.05 元
统一书号: 15216·034

译 者 的 话

学习和引进国外先进技术是实现我国“四个现代化”的一个重要条件。但在我们实际的技术工作中，深感科技资料的不足，尤其是全面、系统、实用的科技资料则更为少见。苏联1976年出版的“拖拉机传动装置”一书，系统地介绍了各先进国家拖拉机和工程机械用的负荷换挡传动装置、动液力传动装置以及容积式液力传动装置的先进结构和作用原理，较详细地论述了这些先进结构的特点、设计计算程序、结构方案及其参数的选择方法。目前，国内尚未见到系统介绍有关这方面内容的中文书籍，我们深感该书对于我国拖拉机的现代化甚有帮助，对从事拖拉机、农业机械和工程机械的科技人员很有借鉴之处。为此，我们不揣冒昧把该书译成中文，供有关科技人员学习参考。

由于我们水平有限，译文一定有许多缺点和错误之处，希望广大读者批评指正，以便再版修订。

另外，在我们翻译过程中，承蒙天津市图书馆科技部王金铭同志和天津拖拉机厂王雅文工程师给予大力协助，在此我们深表谢意。

校译者

1979年3月

前 言

在苏联和其他国家的工业和农业作业中，拖拉机的结构正向着显著提高拖拉机机组生产率和改善拖拉机手劳动条件的方向发展。要解决这些问题，就须在拖拉机上采用新型传动装置：即有负荷换档的机械式传动装置、液力机械式传动装置以及容积式液力传动装置，以便能平稳地和无级地改变传动比。

具有负荷换档的机械式有级传动装置，在农业拖拉机上获得了广泛的应用。这种传动装置无须中断发动机与拖拉机驱动轮之间的动力链，便可以从一个档次换到另一个档次。现在，这种传动装置已应用在苏联K-700A、K-701、T-150K和T-150型拖拉机上，以及福特、约翰·迪尔、凯斯、梅西·福格森等外国公司的拖拉机上。对于装有这种传动装置的农用拖拉机来说，换档过程的性能有着特别重要的意义。因为只要功率流中断时间超过0.5秒，就会使拖拉机的作业极度恶化，给拖拉机机组的各部件造成很大的动载荷，导致摩擦元件长时间的滑转和劳动条件的变坏。本书中探讨的能够在换档时消除功率流中断的理论根据，对不中断换档方法所进行的分析，以及对不中断换档机构所进行的论述，都是现实的。

在工业拖拉机上，采用液力机械式传动装置能够显著提高拖拉机的生产率和耐久性。目前，苏联正在制造装有动液力传动的大功率工业用拖拉机。因此，对各型工业用拖拉机液力传动装置的要求加以分析，使发动机特性和液力变扭器特性的匹配最优化，以及与创新液力传动有关的其它问题，都具有头等重要意义。生产的特点是要求用于各种级别和用途拖拉机上的液力变扭器和液力偶合器的结构最大限度地标准化和通用化。本书中介绍的专门生产动液力传动装置的外国一些著名公司的经验是很重

要的。

容积式液力传动装置暂时应用得还不多。但是，考虑到这种传动装置有许多潜在的优点：如调节范围宽、便于自动化、具有可逆性、可以自由组合等，因此创制具有容积式液力传动装置拖拉机的工作，无论在苏联，还是在其他国家都更为广泛地开展起来了。

本书第一篇是由 К.Я. 李沃夫斯基和 Н.А. 谢尔崔依合写的（第一章是共同编写的，第二章“负荷换档机构”一段由 Н.А. 谢尔崔依编写，其余部分由 К.Я. 李沃夫斯基编写）；第二篇由切尔帕克编写，第三篇由 И.Н. 谢烈勃利雅柯夫编写。

目 录

前言

第一篇 拖拉机传动装置的负荷换档

第一章 负荷换档变速箱	1
负荷换档传动装置的基本方案	1
增扭器	5
多级附加变速箱	28
苏联拖拉机的范围变速箱	38
负荷换档的方法、摩擦元件的特性	59
第二章 负荷换档的过程	64
变速箱的标准部件	64
由低速档换高速档	66
采用行星机构时的换档特点	82
由高速档换低速档	86
负荷换档时自由行程离合器的应用	97
拖拉机机组的加速	98
负荷换档机构	121

第二篇 动液力传动

第三章 拖拉机动液力传动的型式和特性	134
动液力传动	134
动液力传动的工作液体和供给系统	142
对不同用途拖拉机的动液力传动的基本要求	150
第四章 动液力传动的通用化和标准结构	162
动液力传动的规格系列和通用化原则	162
三级液力变扭器的结构	182
单级液力变扭器的结构	186
动液力耦合器的结构	208

V

不同尺寸的动液力传动装置的性能和结构特点	211
第五章 动液力传动的计算、精制和台架	
试验的一些问题	215
单级液力变扭器和液力偶合器的计算	215
装有向心式蜗轮的单级液力变扭器的试验性精制	235
动液力传动装置的台架试验	243

第三篇 容积式液力传动

第六章 容积式液力传动作为先进拖	
拉机传动装置的应用	248
拖拉机容积式液力传动装置设计方案 的选择	250
容积式液力传动装置拖拉机牵引计算的特点	268
容积式液力传动装置拖拉机加速过程的特点	280
第七章 容积式液力传动装置的结构	295
拖拉机容积式液力传动装置的设计方案	295
油泵和液压马达	304
参考文献目录	312
中俄名词对照表	314

第一篇 拖拉机传动装置的负荷换档

第一章 负荷换档变速箱

负荷换档传动装置的基本方案

在一般有级式传动装置的拖拉机上，换档是用滑动齿轮或啮合套来实现的。换档之前，先用分离主离合器的方法使发动机与变速箱分开，因此功率流便产生了中断现象（发动机传到拖拉机驱动轮上的功率中断，发动机卸载）。功率流中断的持续时间不少于 $1.5 \sim 2$ 秒。在进行大负荷作业时，这就会造成拖拉机机组的停车，以及随之而来的，就需使带有处于深耕状态的农具的拖拉机机组从零速加速至工作速度。在这种情况下换档和加速时，就要发生下列一些现象：主离合器急剧滑转，发动机工况的稳定性被破坏（最初，当功率流中断时全部卸载，随后当机组加速时，造成超载），拖拉机产生冲跳现象而传到拖拉机手的工作处，在拖拉机的各机构上造成动载荷，浪费了时间以及增大了拖拉机手的体力消耗。

应当指出，对于以不大的挂钩负荷（相对于其本身的重量而言）工作的车辆（如高速牵引车、运输车等）来说，这种现象一般是不存在的。这些车辆加速到工作速度 $v_{\text{工作}}$ ，通常是逐级进行的，即在从低速档到高速档的换档过程中，速度几乎没有降低。引起困难的仅仅是车辆的起步过程，但是为了使车辆起步，可以在低速档内选择一个与车辆的负荷相适应的档，然后在车辆行驶中，用逐级换档的方法进一步加速到 $v_{\text{工作}}$ 。所以，拖拉机作为高负荷的牵引车辆（相对于其本身的重量而言）的特点，就是在换档时，机组停车。拖拉机与其他车辆不同之处，在实质

上，就是不能利用变速箱来使机组加速，因为对于大负荷作业下的拖拉机，在每次换档之后，都应重新起步。

在运输作业中，拖拉机在道路恶劣的条件下行驶时，要求经常换档，则这种换档过程的缺点就首先表现出来了；当越过难以通过的地段时，换档时停车将会引起机组的陷车，而当行驶在较长的坡路上时，机组可能发生失去控制的危险。

此外，拖拉机停车换档会降低发动机功率的利用率，因为用于确保拖拉机机组加速（由零速直接到工作速度）的发动机功率储备部分，在加速结束后，只有一部分得到利用。这将导致机组生产率的降低。对于能量饱和的高速拖拉机来说，消除换档时的停车现象、改善加速性能（例如依靠能保证逐级加速的方法）是具有特殊重要意义的。

近年来，在拖拉机上采用了负荷换档传动装置。负荷换档传动装置，可以说就是这样的有级传动装置：即这种传动装置，不必预先把发动机的负荷去掉（例如不把主离合器分离），便可以进行换档。这种传动装置的特点是在换档过程中，从发动机传到拖拉机驱动轮的功率流可以不中断，或者中断的时间要比用一般传动装置换档时缩短好几倍。这种传动装置从一个档次换到另一个档次是借助于几组摩擦元件（离合器和制动器）进行的。因此，可以不必分离主离合器便能实现换档。此外，所要啮合的一对齿轮的圆周速度也不必同步。所有这些都可以减少换档所需的时间和操纵力，消除换档时拖拉机停车的现象，以及与此有关的缺点。负荷换档传动装置是以其换档机构的运动原理、布置、型式和构造来区别的。采用一些换档摩擦元件就可以从传动装置的设计中取消主离合器，例如在苏联K-700、K-701拖拉机上，和福特、凯斯等公司某些型号的拖拉机上已经采用。在这种情况下，换档摩擦元件除了其本身的基本功能以外，还可以使发动机与拖拉机的驱动轮快速分离，使拖拉机平稳地起步和加速，还可以限制作用在发动机和传动装置零件上的扭矩。当使用这些换档摩擦元件时，在其结构中应考虑与拖拉机起步和加速有关的高负

荷，以及应能平稳地和机动准确地完成一些动作（如为了联结农具而驶近农具等），这些动作一般都是借助于主离合器来完成的。

负荷换档传动装置通常包含两个变速箱：主变速箱和附加变速箱。主变速箱一般都不带负荷换档机构，而用来组成拖拉机的基本型号；附加变速箱（带负荷换档）是按照用户的订货要求与主变速箱一起装到拖拉机上的。这种变速箱可以有两级的或多级的；两级的称为增扭器。有时在拖拉机上安装无级变扭器来代替附加变速箱。

传动装置的这种结构是国外拖拉机的一个特点；这种结构，在保持最简单和最便宜的基型变速箱外形不变的情况下，能够较快地使拖拉机的各项参数（档数、速度系列、换档方法等）改变。在某些情况下，不须对传动装置加以重大的改变，便可成功地将附加变速箱装在大量生产的传动装置中。在苏联拖拉机制造业中，常常采用装有范围变速箱的传动装置。范围变速箱一般都制成组合件的形式，它有两个档组：一组是范围（规范）档组，第二组是传动档组。两个档组的换档是相互独立的，即传动档组的换档不依赖于范围档组的接合，反之，范围档组的换档也不取决于传动档组的接合。

范围档组的特点是具有较大的传动比的比值 $q = \frac{i_H}{i_B}$ （ i_H 和 i_B 是相邻的低速档与高速档的传动比）。对于范围档组 $q = 2 \sim 4$ ，对于传动档组 $q = 1.1 \sim 1.5$ 。前进档的范围档组数一般为 $2 \sim 4$ 个。范围档组可以分为低速档和高速档，或者按照作业方式分为耕地用的和运输用的等等。在某些结构中，有一个或两个范围的倒退档。

传动档组的档数为 $3 \sim 4$ 个。一般为了完成某种形式的作业，可首先选择并接合范围档组的适当档次，然后在工作过程中仅变换传动档组的档次。因此，范围档组的换档可以借助于啮合套和滑动齿轮进行，并照例有动力链的中断，而传动档组的换档

是在拖拉机带负荷行驶时进行的。传动装置的两方案（带附加变速箱的和带范围变速箱的），在功能和使用上是相近的，但是带附加变速箱的传动装置在它的基础上，更适合于组成不同的变型。在这两种方案中，只有一部分档次能保证负荷换档，所以这种传动装置要比全部都能负荷换档的变速箱结构简单和价格便宜。

外国拖拉机制造业在有限的范围内采用了全部档次负荷换档的传动装置。在拖拉机行驶时，全部档次负荷换档变速箱与范围变速箱相比，并不能使拖拉机的生产率有显著的提高。

拖拉机的总体布置和重心位置对变速箱方案的选择有影响。因此，近年来不仅在工业用的，而且在农业用的履带拖拉机上，都开始采用了把负荷换档变速箱与拖拉机转向机构作成一个组件的传动装置方案。当采用这种布置时，就可以借助于变速箱摩擦元件，保证使每条履带的传动装置能单独换档，即可以借助于给超前履带的传动机构接合上较高档次，而给迟后履带的传动机构接合上较低档次的方法，来实现转向，或者用给一条履带接入前进档，而给另一条履带接入倒退档的方法实现转向。这种转向方法可以改善拖拉机的机动性，提高拖拉机在松软土地上，或在雪地上行驶时的通过性，还可以减少在运输作业中使用停车制动器的次数。此外，在稳定转向过程中，在摩擦元件上也没有摩擦损失。但是，这些组件兼有转向与换档这两种相似的功用，因而就对摩擦元件的可靠性和耐久性，以及对它们的操纵系统产生了特殊的要求。例如，如果用给超前履带的传动机构接合一较高档次的方法来实现转向的话，那么在功率流中断期间换档时，在挂钩牵引力的作用下，拖拉机可能产生短时间朝着与预定回转方向相反的方向回转；当直线行驶时，也必须保持两个传动装置换档过程的同步性；当转向时，还必须保持换档的高度平稳性等等。当换档机构的摩擦元件兼有上述两种功用时，这些摩擦元件要受到额外的负载，接合与分离的循环次数要增大几十倍，拖拉机在难行的道路条件下转向，要引起摩擦片滑转，而使其最大负荷增大。

为了确保对传动装置所规定的耐久性，这些问题都应加以考虑。

负荷换档变速箱不仅可制成行星式的，而且还可制成固定轴齿轮式的（非行星式）。行星式传动装置在制造上和装配上都比较复杂，在某些情况下，这种传动装置的应用还要受其运动特性和动力特性的特殊性所限制。然而，它们的尺寸和重量小，允许减小齿轮模数，在主要传动构件的支承上不产生径向负荷，并且还具有较高的效率。

增 扭 器

目前，广泛采用装有负荷换档的两级附加变速箱-增扭器。在增扭器中，高速档是工作档或主要档（长时间工作时最适用），这个档次有适当的耐久性，且通常具有较高的效率。利用增扭器的低速档使拖拉机机组起步，并在行驶中转换到工作档，就能保证机组的逐级加速；在行驶中采用将增扭器的工作档转换到低速档的方法，机组就能不停车（主变速箱不换档，主离合器不分离）而克服工作过程中短时间增大的运动阻力，克服阻力后仍换回工作档；由于有上述两方面的需要，就迫使增扭器这种结构型式的出现。

在有些结构中，增扭器的低速档由于具有一定的可靠性和耐久性，也允许长时间使用。在这种情况下，由于有增扭器存在，便使拖拉机形成附加的低速系列。

增扭器低速档与高速档传动比的比值 q 大多数等于 $1.2 \sim 1.35$ 。拖拉机在行驶中转换到增扭器低速档，这样的 q 值能够保证克服大多数增大了的阻力。在某些结构中， q 值达 $1.5 \sim 1.6$ 。在这些增扭器中，为了克服短时间增大的阻力而转换到低速档，通常会使机组的生产力降低，这是因为在行驶中换档，并不能补偿机组速度的过分降低。具有这种比值 q 的增扭器，对于保证机组的逐级加速，还是较为有效的。

行星式增扭器

在这种增扭器中，主要采用两种型式的三构件行星机构：外啮合式（图1a）与混合啮合式（图1b）。当采用混合啮合式行星

机构时, 传动比的选择比采用外啮合行星机构时受到的限制更大。但是, 这种混合啮合的增扭器 (图1b) 齿轮数最少, 结构比较简单, 并有较小的轴向尺寸和较高的效率。

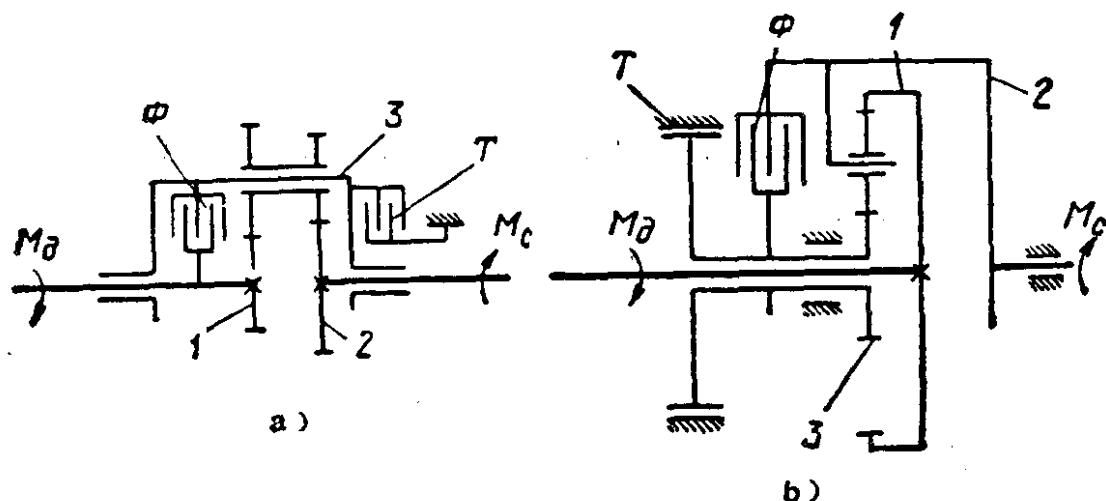


图1 装有三构件行星机构的增扭器原理图

a) 外啮合式 b) 混合啮合式

1—主动件 2—从动件 3—制动件 Φ—离合器 T—制动器

在行星机构中, 可分为基本构件和行星齿轮, 基本构件绕固定轴线旋转, 行星齿轮轴线在空间运动。图1所示的结构有三个同轴线的基本构件 (三构件增扭器); 其中一个基本构件是主动

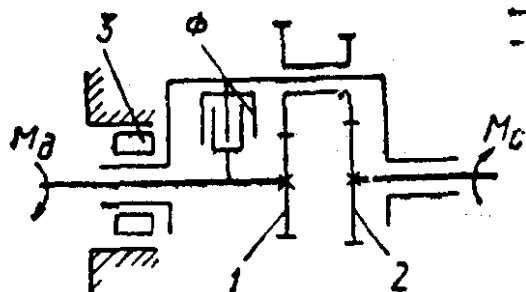


图2 装有自由行程离合器的增扭器

1—主动件 2—从动件 3—自由行程离合器 Φ—联锁离合器

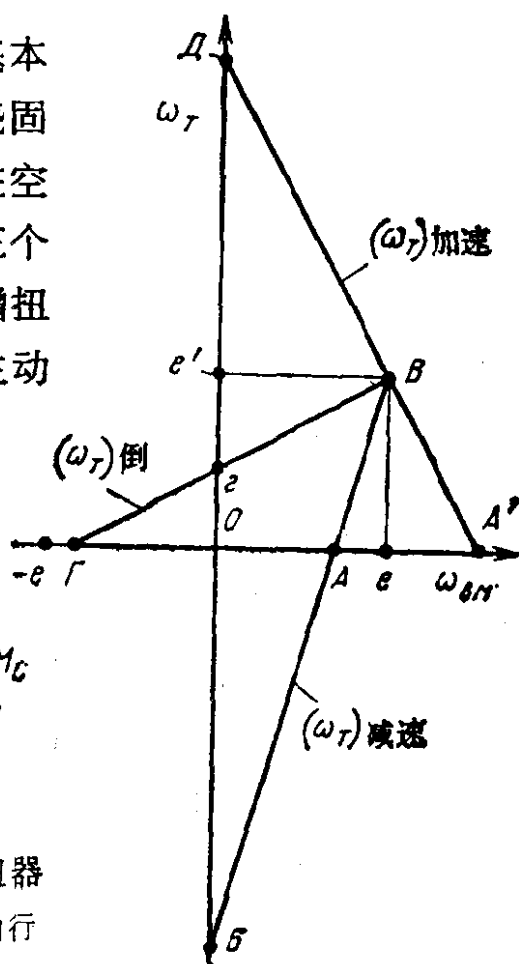


图3 制动件与从动件角速度之间的关系

件，第二个是从动件，第三个是制动件，当接合增扭器中的一个档时，制动件必须刹住。

从原理图1a所示齿轮半径的比例可以看出，联锁离合器 Φ 接合是增扭器的高速档，这时传动比 $i_B = 1$ 。为了接合低速档，应将离合器 Φ 分离，而把制动器 T 接合。在这个低速档上，增扭器的传动比 $i_T > 1$ 。

在这种增扭器中，制动器可用自由行程离合器3代替（图2）。自由行程离合器没有操纵机构，而是自动协调工作的。当离合器 Φ 接合时，自由行程离合器脱开；当离合器 Φ 分离时，由于在从动轴2上作用有阻力矩 M_c ，使自由行程离合器锁在壳体中，从而将行星架止住不动，这样就挂上了增扭器的低速档。

按照图2所示方案制造的，有ДТ-75和ДТ-75М型拖拉机的增扭器；按图1a制造的有约翰·迪尔拖拉机的增扭器。

三构件行星机构各基本构件角速度的相互关系，可用运动学的一般方程式确定^[26]：

$$(1 - i_T)\omega_T = \omega_L - i_T\omega_{BM} \quad (1)$$

式中 ω_L 、 ω_{BM} 和 ω_T ——主动件、从动件和制动件的角速度；

$$i_T = \frac{\omega_L}{\omega_{BT}} \text{——当 } \omega_T = 0 \text{ 时，增扭器的传动比。}$$

当 $\omega_L = \text{常数}$ 时，由方程式（1）可求得 ω_{BM} 和 ω_T 之间的关系。这样，在刹住制动件时（ $\omega_T = 0$ ），从方程式（1）可得到 ω_{BM} 的一般公式：

$$\omega_{BM} = \frac{\omega_L}{i_T} \quad (2)$$

令 ω_{BM} 轴（图3）上的 e 点与 ω_{BM} 值相当，且等于 ω_L （=常数）。如果 $i_T > 1$ ，则 $\omega_{BM} < \omega_L$ （见点A）；如果 $0 < i_T < 1$ ，则 $\omega_{BM} > \omega_L$ （见点A'）；如果 $i_T < 0$ （逆转），则 $\omega_{BM} < 0$ （见点Г）。 i_T 的绝对值愈接近1，则A和A'点愈接近 e 点，而Г点也愈接近 $-e$ 点（ $\omega_{BM} = -\omega_L$ ）。如果 $\omega_T \neq 0$ ，而 $\omega_{BM} = \omega_L$ ，则由方程式（1）可得 $\omega_T = \omega_L$ ，即此时行星机构被锁住，其各构件成一体

旋转（见B点）。

在拖拉机的使用中可能有这样的情况，即当发动机在运转而摩擦元件 Φ 和 T 分离时，增扭器的从动轴在阻力矩 M_c 的作用下停转（ $\omega_{BM} = 0$ ），此时由方程式（1）可得

$$\omega_T = \frac{\omega_H}{1 - i_T} \quad (3)$$

这时，如果 $i_T > 1$ ，则 $\omega_T < 0$ （见B点）；如果 $0 < i_T < 1$ ，则 $\omega_T > 0$ （见D点）；如果 $i_T < 0$ ，则 $\omega_T > 0$ 。在后一种情况下， ω_T 的绝对值比 ω_H 小（见F点）。在前两种情况下，当 i_T 值接近于1时， ω_T 的绝对值将无限增长（在 $\omega_{BM} = 0$ 时）。这样，如果 $i_T > 1$ ，那么随着 ω_{BM} 值从与A点相应的数值减小到零，角速度 ω_T 将沿着直线BA增长到与B点相应的数值。并且A点愈接近e点，直线BA向下延伸得愈陡，而 $\omega_{BM} = 0$ 时的 ω_T 值也愈大。同理，A'点愈接近e点，直线A'B向上延伸得愈陡。应当着重指出， ω_T 和 ω_{BM} 的相互关系不是决定于三构件行星机构的方案，而是由 i_T 值决定的。

由此可见，当从动件刹住时，制动件的角速度和相应行星齿轮的相对角速度（ $\omega_{行}$ ）可以急剧增长（特别是如果 i_T 接近1时）。例如：约翰·迪尔拖拉机的增扭器，当从动轴刹住时， $\omega_{行}$ 能达15000~16000转/分，若想保证行星齿轮轴承的耐久性就困难了。此外，在与 ω_{BM} 的降低有关的换档过程中，制动件动能的巨大变化，会使摩擦离合器的滑转时间增长。

由于这些原因，约翰·迪尔拖拉机增扭器的操纵杆只有高速档和低速档两个固定位置，没有空档位置。

行星系统运动学的上述特性，使这种型式的增扭器去完成一些附加功用是不合理的，例如，用增扭器使拖拉机停车和起步，即用它完成主离合器的功用是不适当的。为了控制具有这种减速器的增扭器，常采用自由行程离合器（见图2）。采用自由行程离合器可以排除 ω_{BM} 值降低到小于 $\frac{\omega_H}{i_T}$ 值的情况，亦即可以消

除上面所指出的缺点。

为了提高增扭器工作档（高速档）的效率，通常用联锁摩擦离合器来接合增扭器工作档。在制动件被刹住的情况下，用于计算某些行星系统效率的公式列于表1。在一些个别的增扭器结构中曾采用的增速行星变速器 ($i_r < 1$) 现在几乎不生产了。

在许多情况下，采用行星机构可以减少摩擦元件上的载荷（根据所承受扭矩的大小）。

当等速运动时，作用在单轴行星增扭器制动器T上的负载 M_T ，可用下式确定

$$M_T = M_d (i_r - 1) = M_c \frac{i_r - 1}{i_r} \quad (4)$$

式中 M_c ——从动轴的旋转阻力矩。

如果用接合制动器T的方法实现逆转，那么为了确定倒转时作用在制动器上的负载，公式(4)中的 M_c 和 i_r 应当用负值代入。

以直接档等速运动时，作用在联锁摩擦离合器 Φ 上的负载 M_Φ ，也与三构件行星机构的方案无关。 i_r 值的大小和联锁的方法对 M_Φ 值有影响：当用离合器 Φ 联锁主动件 d 和制动件 T_3 时

($d-\Phi-T_3$)，力矩 $M_\Phi = \frac{i_r - 1}{i_r} M_d$ ；当联锁主动件 d 和从动件

BM时 ($d-\Phi-BM$)，力矩 $M_\Phi = M_d$ ；当联锁制动件 T_3 和从动件BM时 ($T_3 \sim \Phi-BM$)，力矩 $M_\Phi = M_d (i_r - 1)$ 。应当指出，上述扭矩并没有完全说明这些摩擦元件的负荷程度。在拖拉机起步加速以及换档过程中，由于离合器或制动器的滑转而发生的热应力，对这些摩擦元件的工作能力造成很大影响。在使用行星机构时，这些过程的特点将在第二章中讨论。

带有外啮合行星减速器和两个液压操纵摩擦元件（见图1a）的增扭器，具有非常紧凑的结构（图4a）。外啮合行星系的主动太阳齿轮15与主离合器轴13作成一体，太阳齿轮16装在从动轴19的花键上。双联行星齿轮4在行星架3中，安装在两排滚针