

高等农业院校試用教材

拖拉机汽車学

第五册

拖拉机汽車底盤計算基础

南京农学院农业机械化分院 合编
北京农业机械化学院

农业机械化专业用

农业出版社

高等农业院校試用教材

拖 拉 机 汽 車 学

第 五 册

拖拉机汽車底盤計算基础

南京农学院农业机械化分院 合編
北 京 农 业 机 械 化 学 院

农业机械化專業用

农 业 出 版 社

高等农业院校試用教材
拖 拉 机 汽 車 学
第 五 册
拖拉机汽車底盤計算基础
南京农学院农业机械化分院 合編
北京农业机械化学院

农 业 出 版 社 出 版
北 京 老 鰲 周 一 号
(北京市书刊出版业营业登记证出字第106号)
新华书店上海发行所发行 各地新华书店經售
上海市印刷三厂印刷裝訂
統一书号 K15144·394

1961年4月北京制型	开本	787×1092毫米
1964年6月初版		十六分之一
1964年6月上海第一次印刷	字数	191千
印数 1—4,000册	印张	九又四分之三
	定价	(四五)九角

出版者說明

本书是中华人民共和国农业部宣教局組織編写的全国性农业机械化专业教材之一。

本书原分四册出版。現根据 1962 年 12 月全国农业机械化专业“拖拉机汽車学”教学大綱及教材會議的建議，将原书第四册分为第四及第五两册出版，本册系第五册。

对于本书的批評和建議，請寄南京浦鎮南京农学院农业机械化分院或北京德胜門外北京农业机械化学院拖拉机汽車教研組。

目 录

第一章 离合器	1
§ 1. 离合器主要尺寸的确定	1
§ 2. 弹簧加压式离合器的磨损及发热计算	4
§ 3. 刚性杠杆加压机构工作过程的分析	7
一、杠杆加压机构的运动学	7
二、杠杆加压机构的动力学	9
三、刚性杠杆加压式离合器的调整特性	11
§ 4. 装有补偿弹簧的非常压式离合器的工作过程的特点	12
第二章 万向节传动及联轴器	16
§ 1. 刚性万向节传动的计算	16
一、作用在万向节上的力	16
二、万向节传动机件的计算	17
§ 2. 弹性联轴器的计算	21
第三章 变速箱	25
§ 1. 变速箱的计算顺序	25
§ 2. 作用在变速箱主要零件上的力矩和力的确定	27
一、作用在齿轮上的力	27
二、变速箱轴的轴承反作用力	31
§ 3. 变速箱主要零件的计算	39
一、变速箱齿轮计算	39
二、变速箱轴的计算	40
§ 4. 齿轮工作情况对其寿命的影响	42
一、齿轮工作的噪音	42
二、变速箱齿轮过早损坏的原因	42
§ 5. 变速箱主要零件的材料	43
第四章 驱动桥	45
§ 1. 主传动器	45
一、中央传动的计算	45
二、机件刚度对中央传动工作的影响	47
§ 2. 差速器	49

一、变速器的运动学及动力学	49
二、变速器的计算	52
§ 3. 最终传动	54
一、轮式拖拉机的最终传动	54
二、带转向离合器的链轨式拖拉机的最终传动	54
§ 4. 汽车及轮式拖拉机的半轴	58
一、作用半轴上的力及力矩	58
二、半轴的计算	61
第五章 转向机构	65
一、轮式拖拉机及汽车的转向机构	65
§ 1. 转向梯形	65
§ 2. 转向系的传动比	68
§ 3. 转向系机件的计算	70
§ 4. 转向系机件的材料	75
二、链轨式拖拉机的转向机构	76
§ 5. 转向离合器的计算	76
§ 6. 转向离合器轴不同心时对拖拉机工作的影响	78
§ 7. 转向离合器零件的材料	80
第六章 制动系统	81
§ 1. 制动时作用在制动器上的力和力矩	81
一、汽车	81
二、轮式拖拉机	82
三、链轨式拖拉机	83
§ 2. 蹄式制动器的计算	84
§ 3. 带式制动器的计算	88
§ 4. 按磨损和发热计算制动器	91
一、拖拉机制动器的计算	91
二、汽车制动器的计算	92
§ 5. 制动器的材料	93
§ 6. 制动传动机构的计算	93
一、机械式制动传动机构的计算	93
二、液力式制动传动机构的计算	93
三、气力式制动传动机构的计算	95
第七章 行走系统	97
一、轮式拖拉机和汽车的前桥	97
§ 1. 前轴上的作用力	97

§ 2. 前桥机件的强度计算	98
二、链轨式拖拉机的行走部分	107
§ 3. 悬架机件的结构与计算	107
§ 4. 拖拉机行走器机件的计算	115
三、汽车的悬架	119
§ 5. 悬架弹性元件的计算	119
第八章 拖拉机的悬挂系统	123
§ 1. 农具在拖拉机上的悬挂理论	123
一、悬挂式农具在垂直平面内瞬时转动中心位置的选择	123
二、在水平面内悬挂点位置的选择	125
§ 2. 悬挂系统的运动学与动力学	126
§ 3. 液力机构主要参数的确定	130
一、液力机构的功率	130
二、油泵生产率	131
三、液力缸尺寸的确定	132
四、油管断面的确定	133
§ 4. 液力机构的试验特性	133
§ 5. 操纵机构的计算原则	135
一、操纵机构调节系统的调整图	135
二、力调节弹簧刚性系数的选择	138

“拖拉机汽车底盘计算基础”的任务是阐明在各种使用条件下作用在拖拉机及汽车机件上的力,以及这些力对机件工作条件、损坏和磨损的影响;从满足使用要求及结构性能要求观点出发,分析研究机件的结构、性能及设计计算原则。

一个从事农业方面运用与修理拖拉机和汽车的机务工作者,为了更深刻地认识拖拉机汽车的构造和性能、正确地运用和修理拖拉机汽车、正确地判断与排除机件磨损和断裂的原因以及解决修理和运用时材料的选用问题,必须知道拖拉机汽车机件上作用力的确定方法及其工作条件,以及掌握一定的设计计算知识。

第一章 离合器

§ 1. 离合器主要尺寸的确定

在计算任何机件以前,必须首先知道作用在机件上的力及力矩,然后进行计算。

为了保证离合器工作的可靠性及长期工作,离合器传送的扭矩必须略大于发动机扭矩,即

$$M_{\phi} = \beta M_A \quad (1-1)$$

式中 M_{ϕ} ——离合器的摩擦力矩;

β ——离合器储备系数;

M_A ——发动机扭矩;在拖拉机上为发动机额定扭矩 M_m ,在汽车上为最大扭矩 $M_{\max}$ 。

根据较大的扭矩进行离合器计算之所以必要,是因为要保证离合器:当摩擦片上沾有少量机油时(此时摩擦系数降低)以及摩擦表面少量磨损时和弹簧弹性少量降低时(此时摩擦面上的压紧力降低),仍能传送发动机扭矩。

若 β 值太小,离合器就会失去预防传动系过载的安全作用。此时如果拖拉机的速度急剧变化或牵引阻力突然增加,就可能使传动机件断裂。此外, β 值太大就要求增加离合器片上的压紧力及尺寸,这样就会增加操纵离合器的力及离合器的金属用量。

在拖拉机上,储备系数 $\beta = \frac{M_{\phi}}{M_m}$, β 值一般在 2—3.5 之间,其中上限用在非常压式离合器。

在汽车上, $\beta = \frac{M_\phi}{M_{\max}}$, β 值一般取 1.2—1.5, 不得大于 2。

离合器可能传送的扭矩, 由下式表示:

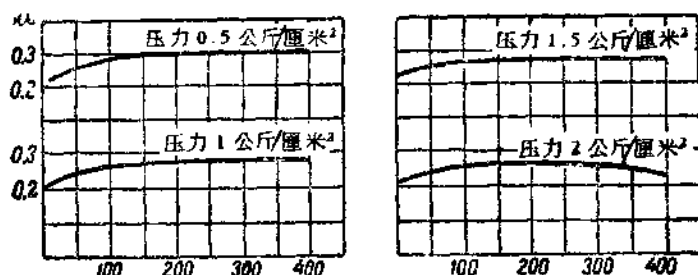
$$M_\phi = P\mu R_{cp}n \quad (1-2)$$

式中 P ——离合器片上的总压紧力;

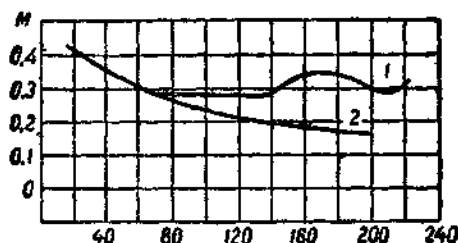
μ ——摩擦系数;

R_{cp} ——力 P 的作用半径;

n ——摩擦面数目。



速度 毫米/秒



温度 °C

图 1-1 摩擦系数 μ 与滑动速度、摩擦片温度及摩擦表面的单位压力的关系

1—第一试样 2—第二试样

摩擦材料的研究证明: 摩擦系数与摩擦表面材料及状态、相对滑动速度、摩擦表面的单位压力及温度等有关(图 1-1)。但在计算时一般可认为只与摩擦材料有关(表 1-1)。

离合器主要尺寸可根据传送每公斤·米扭矩所必需的摩擦表面积来计算。

离合器的摩擦面积 F 可按下式确定:

$$F = \pi(R^2 - r^2)n \quad (1-3)$$

表 1-1

摩擦表面材料	摩擦系数 μ
钢对钢或钢对铸铁	0.15—0.18
钢对胶压石棉或铜丝石棉	0.25—0.3
钢与烧结金属	0.3—0.35

式中 R ——摩擦衬片外半径；

r ——摩擦衬片内半径；

n ——摩擦表面数目。

摩擦表面数目，可按式求得

$$n = a + b - 1$$

式中 a ——主动板数；

b ——被动板数。

以 λ 表示摩擦面积与最大扭矩（拖拉机为额定扭矩）之比，即传送每公斤-米扭矩的离合器摩擦面积，

$$\lambda = \frac{F}{M_m} \text{ 厘米}^2/\text{公斤-米 (拖拉机)}$$

$$\lambda = \frac{F}{M_{\max}} \text{ 厘米}^2/\text{公斤-米 (汽车)}$$

把式(1-3)代入上式，即得

$$\lambda M = \pi(R^2 - r^2)n \quad (1-4)$$

λ 的值可按表 1-2 选用。

在确定环形摩擦衬片的外径之前，首先要确定衬片的内半径 r 与外半径 R 之比 c ，

$$c = \frac{r}{R}$$

c 的值在 0.5—0.75 之间。低速发动机宜采用下限。

系数 c 的值小，即环形衬片内外半径之差大。这样，在离合器接合时，主动板和被动板衬片内外缘的各点的相对滑动速度以及摩擦力相差也大。因此会引起衬片的不均匀磨损。为了使磨损均匀，在高速汽车发动机上采用的离合器，系数 c 的值取上限。

系数 c 知道后，式(1-4)可写成下式

$$\lambda M = \pi R^2(1 - c^2)n$$

由上式可确定摩擦衬片的外半径 R ，

$$R = \sqrt{\frac{\lambda M_m}{\pi(1 - c^2)n}} \text{ (拖拉机)} \quad (1-5)$$

$$R = \sqrt{\frac{\lambda M_{\max}}{\pi(1 - c^2)n}} \text{ (汽车)} \quad (1-6)$$

离合器衬片内半径可按式确定：

$$r = cR$$

表 1-2

	厘米 ² /公斤-米
拖拉机	40—50
载重汽车，单片离合器	35
双片离合器	40—45

离合器主要尺寸也可根据接触表面的单位压力 p_0 来计算。把式

$$M_\phi = \beta M_A, R_{cp} = \frac{R+r}{2} = R \left(\frac{1+c}{2} \right) \text{ 及 } P = p_0 F = p_0 \pi R^2 (1-c^2)$$

代入式(1-2)。整理后,即得摩擦衬面的外半径 R

$$R = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_m \beta}{p_0 \mu n^2 (1+c-c^2-c^3)}} \text{ (拖拉机)} \quad (1-7)$$

$$R = 0.86 \sqrt[3]{\frac{M_{max} \beta}{p_0 \mu n^2 (1+c-c^2-c^3)}} \text{ (汽车)} \quad (1-8)$$

采用胶压石棉的离合器,单位压力 p_0 在 1—2.5 公斤/厘米² 范围内。

根据式(1-2),可确定传递离合器扭矩所必需的作用在摩擦表面上的压紧力 P :

$$P = \frac{M_\phi}{R_{cp} \mu n} \quad (1-9)$$

表 1-3

牌 号	摩擦面 数 目	摩 擦 衬 片 尺 寸				M_m (M_{max}), 公斤-米	$\lambda = \frac{F}{M_m}$ ($\lambda = \frac{F}{M_{max}}$) 厘米 ² /公斤-米	压板上的 压力 P , 公斤	单位压力 p_0 公斤/ 厘米 ²	储备系数 β
		外半径 R , 厘米	内半径 r , 厘米	$c = \frac{r}{R}$	摩擦面 面积 F 厘米 ²					
拖 拉 机										
БД-35	2	16.0	6.5	0.41	1,342	19.0	73.5	—	—	2.12
ДТ-54	2	17.6	10.2	0.58	1,296	29.0	44.5	744	—	
С-80	2	22.5	10.15	0.45	1,900	66.6	29.0	—	—	
白俄罗斯	2	18.0	6.25	0.39	1,360	19.0	71.5	—	—	
汽 车										
吉尔-150	4	13.95	8.25	0.59	1,592	30.5	56.0	530	1.48	1.90
格斯-51	2	12.7	7.5	0.59	660	21.5	30.7	660	2.00	1.59

§ 2. 弹簧加压式离合器的磨损及发热计算

离合器的磨损主要决定于单位摩擦功 γ ,

$$\gamma = \frac{A}{Fn} \quad (1-10)$$

式中 F ——一个摩擦面的面积;

n ——摩擦面数目;

A ——离合器接合时的摩擦功。

拖拉机离合器接合时的摩擦功 A 可按“拖拉机理论”一书中(列伏夫)的公式求得:

$$A = \frac{\omega_m^2}{2 \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \left(\frac{1}{\theta_m} + \frac{1}{\theta_b}\right)} \quad (1-11)$$

式中 β ——离合器储备系数；

θ_m ——发动机运动部分轉換到离合器軸的相当轉动慣量, 公斤·米·秒²；

θ_b ——拖拉机及其牵引的农机具轉換到离合器軸的相当轉动慣量, 公斤·米·秒²；

ω_m ——发动机額定功率时的角速度。

要准确地确定轉动慣量 θ_m 的值是相当困难的。一般地按下式計算已足够准确

$$\theta_m = 1.2 \theta_M \text{ 公斤·米·秒}^2 \quad (1-12)$$

式中 θ_M ——飞輪轉动慣量, 公斤·米·秒²。

拖拉机及其牵引农机具轉換到离合器軸上的轉动慣量 θ_b , 可由下式确定：

$$\theta_b = \frac{G_T + G_{CX}}{g} \frac{r_k^2}{i_b^2} + \sum \frac{\theta_r}{i_r^2} \quad (1-13)$$

式中 G_T ——拖拉机重量, 公斤；

G_{CX} ——农机具的重量, 公斤；

r_k ——驱动輪的滚动半径, 米；

i_b ——最高档时的总传动比；

θ_r ——拖拉机及农机具上与离合器相联系的轉动零件的轉动慣量(包括离合器被动片), 公斤·米·秒²；

i_r ——离合器的角速度与轉动慣量轉移到离合器軸上的零件的角速度之比, 即

$$i_r = \frac{\omega_b}{\omega_r}, \quad \omega_b \text{——离合器角速度, } \omega_r \text{——轉动零件的角速度。}$$

θ_b 的近似值可由下式計算：

$$\theta_b = 1.1 \left(\frac{G_T + G_{CX}}{g} \frac{r_k^2}{i_b^2} \right) \quad (1-14)$$

拖拉机离合器的单位摩擦功应小于 5 公斤·米/厘米²。

汽車离合器接合时的摩擦功可按下式确定：

$$A = \omega_m \left[\left(\theta_c + \frac{G_a r_k^2}{g i_b^2 i_k^2} \right) \frac{\omega_m}{2} + M_b \left(\frac{M_b}{2K} + \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2\omega_m \theta_b}{K}} \right) \right] \quad (1-15)$$

式中 ω_m ——离合器主动板的角速度；

θ_c ——离合器軸、离合器被动部分、变速箱中間軸以及中間軸上的齿輪轉換到离合器軸上的相当轉动慣量, 公斤·米·秒²；

G_a ——汽車重量, 公斤；

r_k ——車輪滚动半径, 米;

g ——重力加速度, 米/秒²;

i_o ——主传动比;

i_k ——变速箱传动比;

M_b ——汽車行駛阻力传到离合器軸上的扭矩, $M_b = \frac{G_a \phi r_k}{i_o i_k \eta_m}$, ϕ ——道路阻力系数,

η_m ——传动系机械效率;

K ——离合器接合时, 摩擦力矩增加的比例系数, 公斤-米/秒; $M_\phi = Kt$, t 为接合时间;

θ_b ——与离合器被动片相联系的轉动零件轉換到离合器軸上的轉动慣量; 公斤·米·秒²。

用一档起步, 并假定: 接合时发动机曲軸角速度 ω_m 相当于最大扭矩的角速度; 道路阻力系数 $\phi = 0.1$; 系数 $K = 5$, 則单位摩擦功的允許值应为:

載重 5 吨以下的載重汽車 $\lambda = 1.5 - 2.5$ 公斤-米/厘米²

載重 5 吨以上的載重汽車 $\lambda = 4.0 - 6.0$ 公斤-米/厘米²

摩擦功不仅引起衬片磨損, 并轉变为热, 使离合器摩擦衬片受热而磨損加剧甚至烧坏。

图 1-2 表示摩擦表面溫度与摩擦衬片磨損的关系。

从图 1-2 可以知道, 当摩擦表面的溫度到一定值时, 溫度的上升对磨損有极大的影响。

离合器接合过程中机件的升温 t 由下式确定

$$t = \frac{\alpha A}{427 C_t g} \quad (1-16)$$

式中 A ——总摩擦功, 公斤-米;

α ——使該零件溫度升高的热量占总热量的比例数;

C_t ——机件的比热, $C_t = 0.115$ 大卡/°C-公斤;

g ——受热机件的重量, 公斤;

427——热功当量。

在計算发热时, 由于衬片材料导热性很差, 所以假定离合器接合时所产生的全部热量由无衬片的加压板吸收。为使溫度不至过高, 离合器应有良好的通风装置, 此外, 加压板应具有足够的重量。重量大的加压板可使压力的分布均匀。每起步一次的允許升温值, 要根据离合器工作而定, 一般拖拉机 $t \leq 3-5^\circ\text{C}$, 城市行駛的載重汽車 $t \leq 8-10^\circ\text{C}$ 。

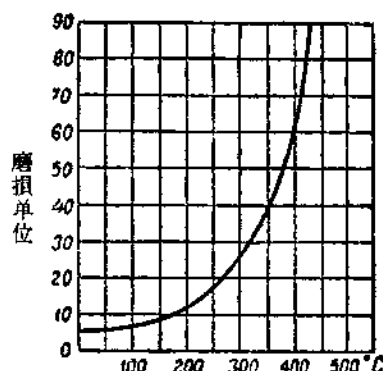


图 1-2 摩擦衬片的溫度与磨損的关系

§3. 刚性杠杆加压机构工作过程的分析

一、杠杆加压机构的运动学

在离合器接合时, 加压机构松放轴承的总行程 S_s 由三部分組成(图 1-3);

$$S_s = S_x + S_p + S_s \quad (1-17)$$

式中 S_x ——自由行程。在自由行程期间, 消除加压杠杆和加压板之間以及离合器主动板与被动板之間的間隙;

S_p ——工作行程。工作行程在自由行程終点到加压机构死点位置, 在这段行程中加压机构及离合器片产生变形。加压机构在死点位置时, 离合器板上的压紧力最大;

S_s ——閉合行程。为了避免离合器自动分离, 加压机构的松放轴承稍微向前越过死点位置。 S_s 的值一般取 2—3 毫米。

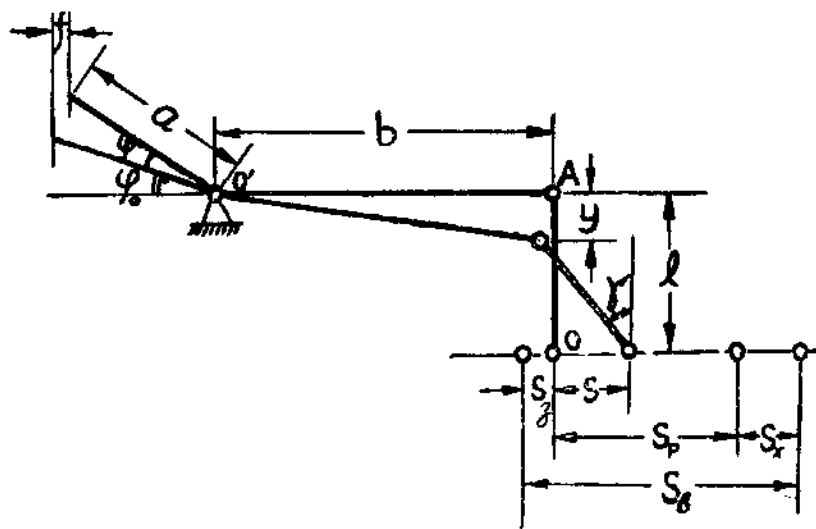


图 1-3 非常压式加压机构运动学简图

从图 1-3 中可求得松放轴承行程 S 和加压杠杆端部水平位移 f 的关系:

$$f = a \cos \varphi_0 - a \cos(\varphi_0 + \varphi)$$

經整理后, 可写成下列形式

$$f = a[\cos \varphi_0(1 - \cos \varphi) + \sin \varphi_0 \sin \varphi]$$

因为角 φ 很小, 所以令 $\cos \varphi = 1$, $\sin \varphi = \frac{y}{b}$, 不会有很大誤差。这样, 上式可写成

$$f = a \sin \varphi_0 \sin \varphi = a \sin \varphi_0 \frac{y}{b} \quad (1-18)$$

从图 1-3 中可以求出松放轴承位移 S 和加压杠杆右端 (A 点) 的垂直位移 y 之间的关系:

$$y = l - l \cos \gamma = l(1 - \cos \gamma) \quad (1-19)$$

式中 $1 - \cos \gamma = 2 \sin^2 \frac{\gamma}{2}$, 因角 γ 很小, 所以 $\sin \gamma = \frac{S}{l}$, $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{1}{2} \sin \gamma$, 则 $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{S}{2l}$, 这样可得

$$1 - \cos \gamma = 2 \left(\frac{S}{2l} \right)^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{S}{l} \right)^2$$

把上式代入式 (1-19), 得

$$y = \frac{S^2}{2l}$$

把 $y = \frac{S^2}{2l}$ 代入式 (1-18), 即得松放轴承位移 S 和加压杠杆端部水平位移 f 的关系:

$$f = (a \sin \varphi_0) \frac{y}{b} = (a \sin \varphi_0) \frac{S^2}{2bl} \quad (1-20)$$

上式中 $\frac{a \sin \varphi_0}{2bl}$ 的值对于给定的机构是一个常数, 若以 C_1 表示, 则式 (1-20) 可写成

$$f = C_1 S^2 \quad (1-21)$$

在离合器接合終了时, 加压杠杆端部的水平位移 f_A 可按下式表示

$$f_A = C_1 (S_p^2 - S_0^2) \quad (1-22)$$

加压杠杆端部的最大位移 $f_{\max}$, 可用下式表示,

$$f_{\max} = C_1 S_p^2 + \Delta S n \quad (1-23)$$

式中 S_p ——松放轴承的工作行程;

ΔS ——摩擦表面间的间隙;

n ——摩擦面数目。

当加压杠杆端部移动 $f_{\max}$ 时, 松放轴承的位移为工作行程与自行程之和, 即

$$S_x + S_p = \sqrt{\frac{f_{\max}}{C_1}} = \sqrt{S_p^2 + \frac{\Delta S n}{C_1}}$$

松放轴承的总位移 S_B

$$S_B = S_x + S_p + S_s = \sqrt{S_p^2 + \frac{\Delta S_n}{C_1}} + S_s \quad (1-24)$$

二、杠杆加压机构的动力学

因为离合器接合时, 离合器片和杠杆机构的变形都在弹性限度以内, 所以离合器板上的压紧力 P_n 与加压杠杆端部的水平位移 f 成正比。根据上述关系, 可以写出

$$P_n = KC_1(S_p^2 - S_s^2) \quad (1-25)$$

式中 K ——离合器加压机构的当量刚性系数。

表 1-4 是三种拖拉机离合器杠杆加压机构的数据

拖拉机牌号	加压机构型式	刚度 K 公斤/毫米	a	b	l	φ_0	C_1	C_2
C-65	刚性杠杆式	4,700	18	39	48	40°	0.003	0.009
CA-35	刚性杠杆式	4,700	16	25.5	51	106°	0.002	0.011
C-80(红旗-80)	带有弹杆的 杠杆式	$\frac{750^*}{2,070}$	17	33	54	90°	0.005	0.013

* 分子是弹杆的刚度, 分母是其他零件的总刚度。

下面研究离合器接合过程中, 作用在松放轴承上的推力 Q 。当松放轴承距死点的距离为 S 时, 根据图 1-4 可写出加压杠杆的平衡方程式:

$$P_n a \sin(\varphi_0 + \varphi) + \mu P_n a \cos(\varphi_0 + \varphi) = N \cos(\gamma + \varphi) b \quad (1-26)$$

因为角 φ 和 γ 值很小, 所以可以使

$$\sin(\varphi_0 + \varphi) = \sin \varphi_0, \quad \cos(\varphi_0 + \varphi) = \cos \varphi_0,$$

$$\cos(\gamma + \varphi) = 1。此时, 式(1-26)可写成$$

$$P_n a (\sin \varphi_0 + \mu \cos \varphi_0) = N b$$

因为 $N = \frac{Q}{\sin \gamma}$, 而角 γ 很小, 所以可使

$$\sin \gamma = \frac{S}{l},$$

则

$$P_n a (\sin \varphi_0 + \mu \cos \varphi_0) = \frac{lbQ}{S}$$

由上式可得出, 作用在松放轴承上的力 Q ,

$$Q = \frac{S \cdot P_n a}{l \cdot b} (\sin \varphi_0 + \mu \cos \varphi_0)$$

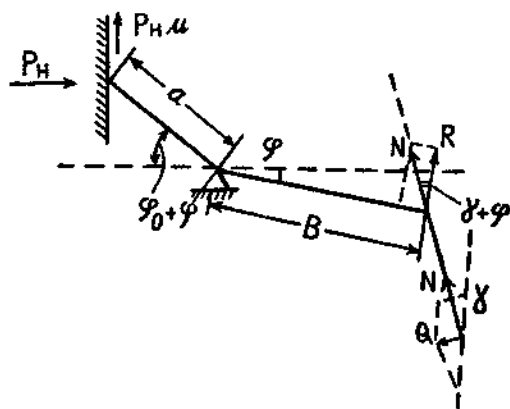


图 1-4 非常压式离合器加压机构上的作用力

把式(1-25)代入上式,得

$$Q = \frac{KC_1(S_p^2 - S^2)Sa}{lb} (\sin \varphi_0 + \mu \cos \varphi_0) \\ = KC_1 C_2 (S_p^2 - S^2) S \quad (1-27)$$

式中 $C_2 = \frac{a}{lb} (\sin \varphi_0 + \mu \cos \varphi_0)$, C_2 值为常数。

图 1-5 表示刚性杠杆加压离合器的工作特性, 即离合器接合过程中松放轴承的位移 S 与离合器板上的压紧力 P_n , 加压杠杆端部的水平位移 f 及松放轴承上的推力 Q 的关系。在工作行程开始时, 松放轴承的行程为零, 即 $S = S_p$, 根据式(1-27), 作用在松放轴承上的推力 $Q = 0$ 。当进一步移动松放轴承时, 由于 S 减小, 力 Q 开始增加。当松放轴承移到死点位置时, $S = 0$, 力 $Q = 0$ 。当超过死点位置时, 力 Q 变成负值。为了选择离合器操纵机构的传动比及评价离合器的操纵轻便性, 下面讨论离合器接合时作用在松放轴承上的力 Q 最大值及达到最大值时松放轴承的位置。

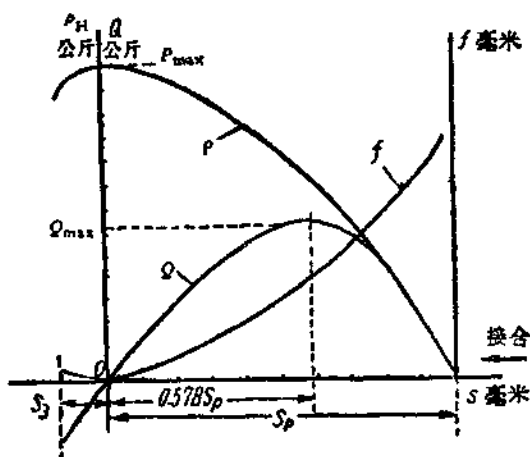


图 1-5 刚性杠杆加压离合器的工作特性

为了求力 Q 的最大值及达到最大值时松放轴承距死点的距离 S_0 , 对式(1-27)取一次微分并使其等于零

$$\frac{dQ}{dS} = KC_1 C_2 (S_p^2 - 3S^2) = 0 \\ S_p^2 = 3S_0^2 \\ S_0 = \sqrt{\frac{S_p^2}{3}} = 0.578 S_p \quad (1-28)$$

式中 S_0 ——松放轴承上推力 Q 最大值时, 松放轴承距死点的位置。

因而, 松放轴承上推力 Q 的最大值为:

$$Q_{max} = KC_1 C_2 (S_p^2 - 0.578^2 S_p^2) \cdot 0.578 S_p \\ = 0.385 KC_1 C_2 S_p^3 \quad (1-29)$$

离合器操纵机构的传动比