

高等农业院校教学参考书

农业机械

中 册

M. H. 列托施聶夫著

农 业 出 版 社

高等农业院校教学参考书

农 业 机 械

中 册

M. H. 列托施聶夫著

曾德超 郑紹国 潘继福译

曹崇文 柯保康校订

农业机械化专业用

农 业 出 版 社

本书系根据苏联国立农业书籍出版社 (Государственное издательство сельскохозяйственной литературы) 出版的列托施嘉夫 (М. Н. Летошнев) 著“农业机械”(Сельскохозяйственные Машины) 1955 年第三版译出。原书经苏联高等教育部审定为农业机械化院系教学参考书。

全书共分七篇,分述整地、播种、干草收获、谷物收获、工业原料作物收获、种籽精选分选、农机具轮式行走装置及牵引装置等方面的基本理论。

中译本分上、中、下三册出版,中册包括干草收获和谷物收获机械。

参加本书中册译校工作的有曾德超、郑绍国、潘继福、曹崇文、柯保康。

高等农业院校教学参考书

农 业 机 械

中 册

[苏] М. Н. 列托施嘉夫著

曾德超 郑绍国 潘继福译

曹崇文 柯保康校订

农 业 出 版 社 出 版

北京老钱局一号

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 106 号)

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

农业出版社印刷厂印刷装订

统一书号 K 15144.403

1964 年 11 月北京制型

1965 年 1 月初版

1965 年 1 月北京第一次印刷

印数 1—2,000 册

开本 787×1092 毫米

十六分之一

字数 318 千字

印张 十五

定价 (科大) 一元九角

目 录

第三篇 干草收获机械

干草收获机械系统	(1)
第一章 切割器	(3)
§1. 曲柄连杆机构(3) §2. 偏距 h 对割刀行程的影响(4) §3. 偏距 h 对割刀速度的影响(5) §4. 割草机的曲柄连杆机构(6) §5. 曲柄连杆机构的运动学特性(7) §6. 摆环机构(8) §7. 摆环机构的运动学特性(10) §8. 将曲柄连杆机构变换为摆环机构的情况下速度和加速度值的变动(20) §9. 切割器的工作原理(22) §10. 切割器的工作速度(24) §11. 护刀齿(抗割部分)(27) §12. 切割器造成茎秆的弯曲 横向弯曲(28) §13. 纵向弯曲(32) §14. 切割高度(33) §15. 割刀刀刃的负荷(34) §16. 割刀重走面积(37) §17. 刀片形状(38) §18. 切割器零件 消耗在割刀工作上的能量(42)	
第二章 干草压捆机的理论	(45)
§19. 干草压捆机的工作过程(45) §20. 压缩室内的压力分布(46) §21. 压缩紧密度的调节(48) §22. 在活塞回行中压力的消减(48) §23. 干草压缩过程的效率(49) §24. 打捆时间对草捆压紧度的关系(50) §25. 干草压捆机所需功率和生产率(51)	

第四篇 谷物收获机械

谷物收获机械系统	(54)
第一章 切割器	(55)
§1. 工作部件的特点(55) §2. 护刀齿(56) §3. 留茬高度(56) §4. 刀片的工作尺寸和进程 h (58)	
第二章 拨禾轮与割刀的配合工作	(61)
§5. 拨禾轮的尺寸及安装高度(61) §6. 拨禾轮卷压板所卷压的茎秆束(64) §7. 拨禾轮的节距(64) §8. 拨禾轮与割刀配合工作时的各个阶段(65) §9. 茎秆束的压缩度(68) §10. 拨禾轮轴在割刀横前方的调整(69) §11. 拨禾轮最大的前移距离(72)	
第三章 拨禾轮与割刀在密植地上工作的配合	(74)
§12. 谷物生长密度的指标(74) §13. 拨禾轮正常安装时的工作阶段(77) §14. 拨禾轮轴前移时的工作阶段(80) §15. 偏心拨禾轮(83)	
第四章 输送机及升运器	(85)
§16. 割捆机及联合收获机水平输送器的计算(85) §17. 升运器速度的决定(87) §18. 输送机及升运器滚轴的配置(88) §19. 联合收获机的输送机及升运器(88) §20. C-4 自走式联合收获机收割台的液压起落机构(90)	
第五章 脱粒器	(91)
§21. 结穗作物的物理机械性质(91) §22. 滚筒所作的功(93) §23. 脱粒滚筒的基本方程式(98) §24. 滚筒的机械相似(102) §25. 滚筒上钉齿的排列(103) §26. 钉齿的尺寸 苏联国家标准 凹板的调整(106) §27. 钉齿滚筒的展开图(107) §28. 凹板上钉齿的排列(109) §29. 脱粒滚筒的基本尺寸(111)	
第六章 逐穗器	(114)

§ 30.逐茎器的类型及其起源(114)	§ 31.双轴五键和四键逐茎器(116)	§ 32.双轴五键逐茎器对茎茎的抖动基本方程式(118)	§ 33.几种特殊的运动情况和典型运动区(122)	§ 34.五键逐茎器(键是水平安装的)的动力效能(125)	§ 35.倾斜五键逐茎器的典型运动区(129)	§ 36.茎茎沿逐茎器移动的平均速度(132)	§ 37.键倾角对冲量的影响(133)	§ 38.四键逐茎器的工作特点(134)	§ 39.键的标准型式及其配置(139)	§ 40.梯级形双轴键式逐茎器(141)	§ 41.逐茎器主要尺寸的决定(142)	§ 42.逐茎器上受到抖动的粒茎混合物的数量(148)	§ 43.回转式逐茎器(150)	§ 44.转筒式逐茎器(152)	§ 45.键式逐茎器和转筒式逐茎器工作的能量消耗(155)
第七章 分离筛、清粮筛、滑板(162)															
§ 46.粒茎混合物的组成(162)															
§ 47.复式脱粒机的分离筛和联合收获机第一清粮器的清粮筛(163)															
§ 48.复式脱粒机中的清粮器(164)															
§ 49.气流和清粮筛的配合作业(166)															
§ 50.分离筛的机构(168)															
§ 51.微分方程式 右向区间(169)															
§ 52.物体从分离筛筛面抛起的现象(173)															
§ 53.分离筛的典型运动区(176)															
§ 54.相对运动速度(180)															
§ 55.物体沿分离筛筛面的平均移动速度(185)															
§ 56.运动的几种特殊情况(物体不被抛起)(186)															
§ 57.阶梯筛和滑板上阶梯长度的确定(189)															
第八章 风扇理论(190)															
§ 58.气流速度的确定(190)															
§ 59.当量孔的概念(194)															
§ 60.当量直径(195)															
§ 61.风扇的效率(196)															
§ 62.风扇方程式(197)															
§ 63.风扇叶片的形状(198)															
§ 64.主要的关系式(201)															
§ 65.吸气管和压气管中的全能量(202)															
§ 66.风扇的计算(203)															
§ 67.决定风扇尺寸的示例(208)															
§ 68.风扇的机械相似性(210)															
第九章 联合收获机及其他收获机器的试验(215)															
§ 69.试验的任务及工作质量和数量的指标(215)															
§ 70.联合收获机工作时能量的消耗(219)															
§ 71.联合收获机试验方法(219)															
§ 72.扭矩仪(220)															
§ 73.一般条件(221)															
§ 74.收割机试验的补充说明(223)															
第十章 联合收获机及脱粒机的构造型式(223)															
§ 75.联合收获机的分类及技术数据(223)															
§ 76.用联合收获机收割三叶草和苜蓿种籽(227)															
§ 77.联合收获机收获后茎秆和颖壳的收集(229)															
§ 78.固定式脱粒机(230)															
§ 79.先进联合收获机驾驶员的工作(232)															

第三篇 干草收获机械

干草收获机械系统

干草的收获由一系列的連續工序来实现,其目的在于获得质量上合乎农业技术要求,便于运输和贮藏的饲料产品。干草收获的工序如下:割草,将干草搂成草条,翻轉及攪松草条以加速干燥,将草条堆成小垛或压捆,运送小草垛(或草捆)至堆大垛的地点(或将草捆运至集堆的地点),最后将堆成大垛的干草压捆。所有上述工序由相应的机器完成:割草机、搂草机、草条翻轉机、集草器、撿拾压捆机、草捆撿拾机、畜力或机力干草压捆机。

苏联农业机械制造工业目前制造的机器,几乎全部能使干草收获实现机械化。表 30 列出机器的种类和牌号及其主要的性能。适用于典型条件下的机器系统可分为三大类,即:

1) 用于收获森林草原地带(包括苏联北部和中部地区的低涝与高旱草原)的天然牧草的机器;

2) 用于收获各地区种植牧草的机器;

3) 用于收获干旱草原地带(包括苏联南部与东南部地区——哈萨克斯坦、北高加索、伏尔加河下游等)的天然牧草的机器。

有了表 30 所列的系统,就能够根据不同条件,采用不同方案的机器组合来进行干草收获。这里举出目前已制定的用于各种干草收获的典型方案中劳动量最少的例子。在收获中部地带低涝和非低涝草原天然牧草时,可以采用下列的机器组合:KH-2.1 悬挂式割草机联结两台 K-2.1 机引式割草机,ППТ-14.5 机力横向搂草机,ВГ-1.5 畜力翻草机,ПБТ-1 机力撿集草器,КП-0.15 起重式垛草机。

根据计算,这个机器组合与功率为 24 馬力的 ВЗТ-НАТИ 柴油拖拉机配合使用,可以保证在低涝草原上收获产量为每公顷 40 公担干燥牧草时,每公顷的劳动量消耗达 0.57 个劳动日;这里来对比一下,不采用机器收获,每公顷的劳动量消耗为 6.31 个劳动日。如果条件允许,割草时在割草机上装上一个设备,直接将草收集成草堆,则劳动量消耗还可以进一步降低。

在干旱的草原上,当产量为每公顷 25 公担时,采用上述机器组合可以保证每公顷劳动量消耗为 0.43 个劳动日,而不采用机器时则为 4.19 个劳动日。

在南部及东南部地区草原地带收获天然牧草时,下列的机器组合可以保证最少的劳动量消耗:与 ППТ-14.5 横向搂草机(这里只用中间及端边一组,割幅 10 米)联结工作的 KC-10 自走式割草机,ПП-1.6 撿拾压捆机和装捆车。当产量为每公顷 15 公担时,上述机器组合可以保证每公顷劳动量消耗只达 0.41 个劳动日,而不采用机器时则达 4.72 个劳动日。

在上述干草收获过程中不包括堆小垛、运小垛和堆大垛等工序,因为在干旱草原地带的

表 30. 干草收获机械系统

A. 割 草 机

型 号	幅 宽 (米)	曲轴半径 (毫米)	轉/分	重 量 (公斤)	需要功率 (馬力)	生 产 率 (公頃/小时)	备 注
K-1.4 畜力式	1.4	38	640	328	双馬	0.5	地輪直径 $D=79$ 厘米; 輪緣寬 $b=9.5$ 厘米; 传动比 $i=24$ 。
K-2.1 机引式	2.1	38	680	450	5.0	1.0	輪子尺寸: $D=79$ 厘米; $b=17.5$ 厘米; $i=22.7$ 。
KH-2.1 悬挂式	2.1	78	535	200	4.0	1.0	切割器为具有双倍割 刀行程的标准型, 悬挂 在 V-2 拖拉机上, 与两 个 K-2.1 机引式联結工 作。
KT-6 机引三刀式	6.1	38	700	1400	15	3.2	与 ГПТ-14.5 横向 搂草机联結工作 (联結 中間一組)。
KB-5 半悬挂草条 式	5.0	—	—	1000	12	2.3	正面的割刀用摆环机 构驱动。配有帆布輸送 带及拨禾輪。
KC-10 自走式	10	38	802	2600	30	3.0 4.9 6.5	工作速度为 0.866、 1.36 及 1.82 米/秒。运 輸速度为 17.5 和后退 速度为 2.8 公里/小时。
KH-6 悬挂三刀式	6.0	40	700	600	12	3.2	一正面刀和两侧边刀 悬挂在 V-2 拖拉机上。

B. 搂 草 机

型 式 与 牌 号	幅 宽 (米)	拉力(公斤) 或 功率(馬 力)	生 产 率 (公頃/小时)	重 量 (公斤)	备 注
КГ-1 畜力横向式	2.13	$P=55$ 公斤	0.7	186	由三組組成: 中間一組幅寬 6 米和側端兩組幅寬各 4.25 米。 由左右兩組側向搂草机組成, 用来把干草搂成草条。与 V-2 和 XT3-7 拖拉机配合工作。 用来翻轉草条以便加速干草的 干燥。
ГПТ-14.5 机引横向式	14.5	$P=400$	7.0	1400	
2БГТ-2.2 机引側向式	6.0	7 馬力	2.8	1260	
БГ-1.5 畜力草条翻轉式	1.5	单馬	0.5	320	

B. 集 草 器 和 垛 草 机

型 式 与 牌 号	工 作 幅 宽 (米)	举 重 量 (公斤)	附 注
BH-30 悬挂式集草器	3.2	400	用来将草条堆运成垛并运至堆放大垛 的地方。与 V-2 拖拉机配合工作。
BHX-3.0 悬挂式集草器	3.0	200	功用同上; 悬挂在 XT3-7 拖拉机的 后面; 工作时逆向行进。

續表

型 式 与 牌 号	工 作 幅 宽 (米)	举 重 量 (公斤)	附 注
ПБТ-1.0 拾拾集草器	5.4	1000	主要功用——在联合收获机之后收集 草堆;可以用于干草收获。 与 Y-2 拖拉机配合工作;移动和工作 机构所需功率为 12 馬力。用来将种植 牧草的草条堆成堆。 举升高度7米;生产率 6 吨/小时;举升 速度 0.35 米/秒。
ПК-1.6 拾拾堆垛机	1.6	草堆重量 300—500	
СКП-0.15 起重式垛草机(試驗型)	—	150	

Г. 压 捆 机

型 式 与 牌 号	需 用 功 率 (馬力)	活塞工作行程 (米)	每 分 钟 行 程 数	生 产 率 (吨/小时)	草 捆 尺 寸 (厘米)
ПСК-1 畜力压捆机	—	—	—	1.0	—
ПСКМ-5.0 А 机力压捆机	22	0.752	40	5.0	34 × 44 × 80
ППТ-1.6 拾拾压捆机(室式)	Y-2	0.760	45	5.0	36 × 45.5 × 85
ППР-1.6 拾拾压捆机(滾卷式), 試驗型	8	—	—	4.0	D=45; L=86

条件下,有可能直接把草条压成草捆。

在南部及东南部地区草原地带收获种植的牧草时,采用下列机器組合可以保证最少的劳动量消耗;KB-5 草条割草机、БГ-1.5 草条翻轉机、ППТ-1.6 拾拾压捆机和装捆車。当产量为每公顷 45 公担时,采用上述的机器組合可以保证每公顷劳动量消耗只 达 1.01 个劳动日,而不采用机器时则为 9.52 个劳动日。

应当指出,干草收获机器組合的方案可以根据具体条件以及机器的有无加以变动^①。

第一章 切割器

在干草收获的机器系統中,割草机是实现費劳力的割草过程机械化的机器。割草过程由切割器来完成。切割器由刀梁及割刀組成;刀梁上固定有不动的护刀齿(抗割部分);割刀由一排梯形刀片(切割部分)組成。刀身固定在鋼质板条(刀杆)上,相对于护刀齿运动(图 254);护刀齿梁是割刀的支承和导向体。割刀作往复运动,运动通常从曲柄連杆机构、或者从摆环机构获得。但在某些場合下,例如,当切割器为前置形式时,在曲柄連杆机构中增加中間連杆,因而使割刀的传动复杂化。現在我們来研究这些机构的特性。

§ 1. 曲柄連杆机构 根据收获机械的功用,切割器的曲柄連杆机构具有不同的复杂程

^① Н. И. 特罗茲道夫、М. А. 甫斯蒂金、М. И. 郭列獎金:干草收获机械化的机器系統。“农业机械”杂志,1948 年第 5 期。

度。最复杂的机构可在割草机上看到，而最简单的见于联合收获机。在联合收获机上，曲柄连杆机构近于标准型式。在割草机上，机构的复杂性是由于护刀齿梁相对于割草机的机架移动所致，而曲柄轴安装在割草机机架的轴承中。

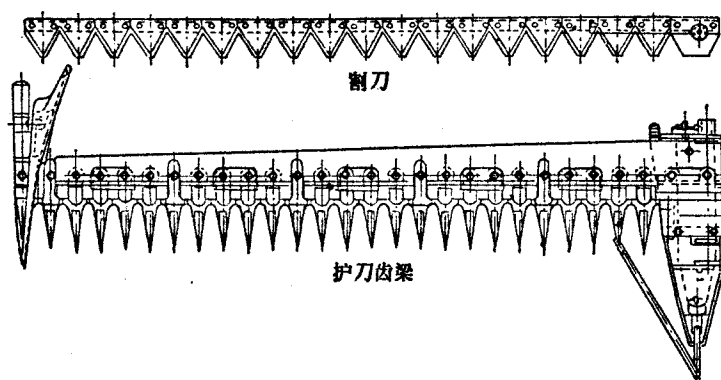


图 254. 割草机切割器。

我们首先来研究应用在收割机、割捆机和联合收获机上的简单的平面曲柄连杆机构。

平面曲柄连杆机构是四连杆机构的特殊形式，在这个机构里一个旋转副变换为直线运动副(D) (图 255)。因而，该机构具有三个旋转副(A, B, C)和一个移动副(D)。

收获机械中的曲柄连杆机构与活塞式发动机中常用的曲柄连杆机构比较，具有显著的不同，即曲柄轴中心位于割刀运动线之上。如果曲柄中心 A 位于割刀线 $C_n D$ 上的高度用 h 表示，则割捆机和联合收获机的机构高度最小 ($h \cong r$ 及 $2r$ 以下)，在摇臂收割机上这个高度达 $h \cong 3r$ ，而在割草机上，当护刀齿梁处于水平工作位置时， h 达 $7-8r$ 。这样，联合收获机上的曲柄连杆机构，最接近于标准的曲柄连杆机构；标准的曲柄连杆机构中滑块的运动线是通过曲柄中心的。

尚需指出，在联合收获机和割捆机中连杆长度 $CB=l$ 约等于 $10r$ ，而在割草机中 $l=(15-25)r$ 。上述曲柄连杆机构的特性会影响它的运动学指标，如割刀的行程、速度和加速度。

§2. 偏距 h 对割刀行程的影响 在标准的曲柄连杆机构中，如众所周知，行程 $S=2r$ 。现在我们来研究收割机的机构中高度 h 对行程 S 的影响程度。为此，我们来分析机构的两个位置，即割刀位于左端及右端(死点)位置。

左端死点 C_n (图 256) 即为连杆 BC 伸至与曲柄 AB 成一直线时的位置；因此 $AC_n = C_n B_n + B_n A = l + r$ 。割刀右端点 C_{np} 即为曲柄 AB 与连杆重合的位置；换言之，这时铰链 C 距中心 A 的距离为，

$$C_{np}A = C_{np}B_{np} - AB_{np} = l - r.$$

点 C_n 和 C_{np} 在图上的位置，以点 A 为圆心，以 $l+r$ 及 $l-r$ 为半径，作弧交割刀运动线而得。线段 $C_n C_{np} = S$ 为割刀行程。

另一方面， $S=b_1-b_2$ ，其中 b_1 和 b_2 为直角三角形 ADC_n 和 ADC_{np} 的正边；由于

$$b_1 = \sqrt{C_n A^2 - AD^2}, \text{ 而 } b_2 = \sqrt{C_{np} A^2 - AD^2},$$

则，考虑到上述线段各值，得，

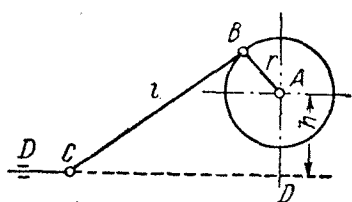


图 255. 切割器的曲柄连杆机构。

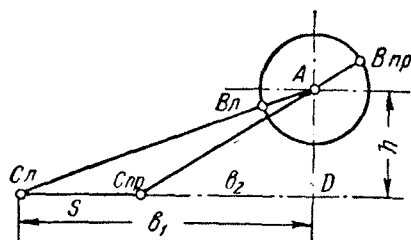


图 256. 切割器割刀行程。

$$S = \sqrt{(l+r)^2 - h^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h^2}. \quad (1)$$

用上式中曲柄连杆机构的已知尺寸,可求割刀行程的大小。

为了证明 \$S\$ 与 \$2r\$ 差别到何等程度,改写式(1),并将第二个根号移至左边;进行平方,得:

$$4rl - S^2 = 2S\sqrt{(l-r)^2 - h^2}.$$

在进行第二次平方以除去根号以及归并同项以后,得:

$$4r^2(4l^2 - S^2) = S^2(4l^2 - S^2 - 4h^2);$$

由此得,

$$2r = S\sqrt{1 - \frac{4h^2}{4l^2 - S^2}}. \quad (2)$$

由于 \$l > S\$, 右项中第二个因子为正号并小于 1。

例如在联合收获机中,若 \$h=r, l=10r\$, 则从公式(1)

$$S = (\sqrt{11^2 - 1} - \sqrt{9^2 - 1})r = 2r \times 1.01,$$

即割刀行程较曲柄半径的二倍长 1%。

在割草机中,若 \$l=25r, h \approx 7r\$,

$$S = (\sqrt{26^2 - 7^2} - \sqrt{24^2 - 7^2})r = 2r \times 1.075,$$

即割刀行程较曲柄半径的二倍长 7.5%。

这个例子说明,只是在割草机中曲柄位置高度对割刀行程有显著影响,在联合收获机中,这个影响不显著。

§3. 偏距 \$h\$ 对割刀速度的影响 这个影响表现在割刀行程上任一点处的速度在直往行程时大于回返行程时的速度。

例如,设曲柄 \$B\$ 以速度 \$\omega\$ 按所示方向旋转(图 257)。若曲柄此时处于位置 \$AB\$, 割刀的任意点 \$C\$ 将以速度 \$v_c = Ac\omega\$ 运动。此速度的大小和方向由速度平面图 \$ABc\$ 中的 \$Ac\$ 线段确定。

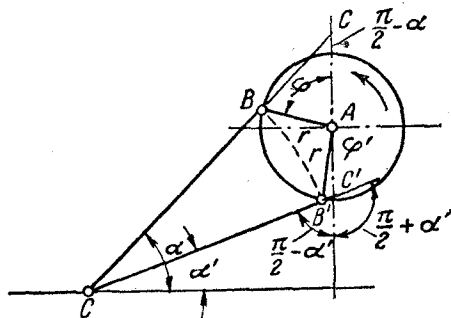


图 257. 割刀直往与回返行程中的速度。

在回返行程中,当曲柄处于位置 AB' 时,割刀通过同一点 C 。在此种情况下, C 点速度的大小和方向由速度平面图 $AB'c'$ 中的 Ac' 綫段确定,亦即 $v'_c = Ac' \omega$ 。

从图中可直接証明

$$Ac' < Ac.$$

这种情况表明,割刀直往行程的时间 t 較回返行程的时间 t' 为短。

因联合收获机和收割机的曲柄軸心位置高度 h 較割草机小得多,其回返行程与直往行程的速度与时间差别甚微,因而在实际工作中可以不加考虑。

§ 4. 割草机的曲柄連杆机构 如前所述,割草机的曲柄連杆机构,由于护刀齿梁的活动性,亦即割刀运动方向相对于安装着曲柄軸軸承的机架的活动性而复杂化。

护刀齿梁可相对于曲柄軸变动其位置的高度(提升手杆)和纵向鉛垂面上的傾斜度(傾斜手杆);此外,护刀齿梁可圍繞着固定在割草机滑掌上的、与机器前进方向一致的軸轉动;因此,这种切割器适应于草地上的傾斜度。这样一来,曲柄旋轉平面与割刀运动平面不相重合,即运动由一个平面传至另一平面。所有这些都說明,割草机曲柄連杆机构不可能是平面的,而应该是空間的。

空間机构具有七个轉动副。在曲柄連杆机构中,应当采用六个轉动副和一个代替轉动副的移动副。

在图 258 中表示了两种机构的簡图——第一个 (a) 表示平面曲柄連杆机构的簡图,第二个 (б) 表示空間曲柄連杆机构的簡图,其中鉸鏈用阿拉伯数字标出。在第二个簡图中

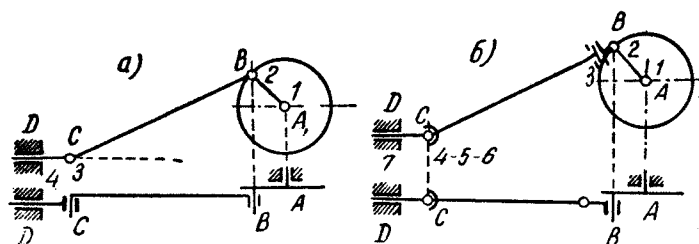


图 258. 平面曲柄連杆机构(a), 割草机的空間曲柄連杆机构(б)。

連杆端点具有两个鉸鏈(2 和 3),其旋轉軸綫相互垂直;在連杆的另一端具有球形鉸鏈,相当于三个相互垂直的軸綫的鉸鏈(4、5 和 6);移动副 7 (滑块)代替轉动副。

在机力及畜力割草机上,割刀綫斜出曲柄銷子运动平面之外一个不大的 β 角度,此角不超过 $1\frac{1}{2}^\circ$,它决定于刀梁左边向前的伸出量(图 259)。因为刀梁和割草机滑掌連接的鉸鏈磨损后,刀梁左边向前伸出,使刀梁与曲柄銷子运动平面平行,因而刀梁在阻力(此阻力是机器行进时必须克服的)的影响下,将不致于发生向后傾斜。

在各种割草机中对 β 角的测量表明,其数值向前在 $\beta = 0.07^\circ$ 至 $\beta = 1^\circ 54'$ 的范围内。在极少数的場合下,由于安装不够注意,使刀梁向后傾斜(不超出 $0^\circ 04'$)。

角度 α (护刀齿相对于水平面的傾斜度)通过改变傾斜手杆的位置可以在 $\alpha = +5^\circ$ 至 $\alpha = -16^\circ$ 間变动,即可以把护刀齿自水平面向上提起的角度較大于向下放落的角度。

角度 γ (图 260) 則通过提升踏板和直接放下刀梁来改变,以便适应斜坡上起伏不平的地势。

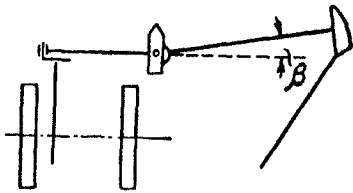
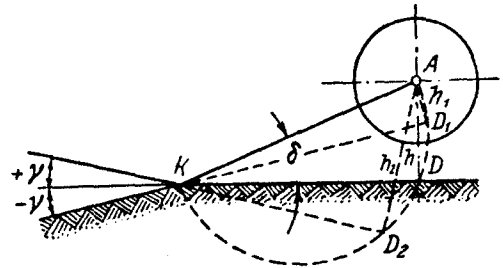


图 259. 护刀齿梁自曲柄圆盘平面的倾斜。

图 260. 割草机偏距 h 的变动。

由于角度 γ 的改变, 曲柄轴轴綫在割刀运动直綫之上的高度 h 也随之改变。

如果护刀齿梁的铰鏈位于点 k 处(图 260), 則对该割草机結構而言, 此铰鏈 k 距曲柄軸的距离为 lk 。刀梁傾斜度不同, 高度 h 亦将不同。

与 h 变动的同时, 割刀行程 S 的长度亦变动; 这些关系的数学式子已在本章的 § 2 和 § 3 中予以分析。

§ 5. 曲柄連杆机构的运动学特性 較大的連杆长度和較小的曲柄半径(割草机的 $\frac{r}{l}$ 比值达 $\frac{1}{25}$)使得割刀的运动近似于規則的 簡諧 运动; 因此, 可以将割刀运动看作是簡諧运动, 而不致于誤差过大, 这簡諧运动由曲柄銷子 B 在割刀直綫上的投影 b 的运动所决定 (图 261)。

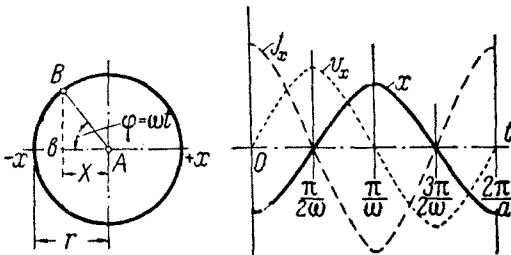


图 261.

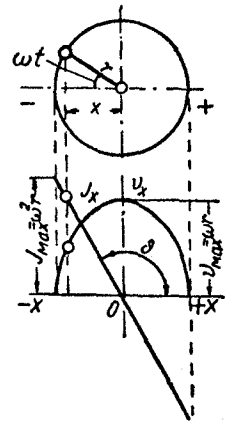


图 262. 割刀速度和加速度相对于它的位移的变化曲綫。

令角速度 $\omega = \frac{\pi n}{30} \approx 0.1 n$, 式中 n ——曲柄每分钟的轉数, 則割刀的位移 x 、速度 v_x 和加速度 j_x 可以表示成時間的函数:

$$\left. \begin{aligned} x &= -r \cos \varphi = -r \cos \omega t, \\ v_x &= \frac{dx}{dt} = r \omega \sin \omega t, \\ j_x &= \frac{dv_x}{dt} = r \omega^2 \cos \omega t; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

这样, x 、 v_x 和 j_x 均为時間的函数或曲柄轉角 φ 的函数, 并按正弦或余弦曲綫变化, 如图 261

所示,此时最大加速度发生于割刀距中间位置最大偏离之处。

如果引用位移 x 的关系,则加速度可以表达得更为简单,因此,关系式将成为:

$$j_x = -\omega^2 x, \quad (4)$$

即加速度相对于割刀的位移按直线规律变化(图 262),此直线通过坐标原点,其斜率为:

$$\operatorname{tg} \varphi = -\omega^2.$$

显然,在这种情况下速度 v_x 将按椭圆规律变化,因为

$$\begin{aligned} v_x &= r \omega \sin \omega t = \omega \sqrt{r^2 - r^2 \cos^2 \omega t} \\ &= \omega \sqrt{r^2 - x^2}, \end{aligned} \quad (5)$$

这式可化成相对于坐标 x 和 v_x 的椭圆曲线形式:

$$\frac{x^2}{r^2} + \frac{v_x^2}{(\omega r)^2} = 1.$$

最大加速度由最大偏离 x 所确定,即 $j_{x \max} = \pm \omega^2 r$, 因此,最大惯性力由值 $F = M \omega^2 r$ 所确定。

为了从动力学方面来说明割草机机构的特征,我们引证下列在机器工作时所测得的数据。

曲 柄

半径.....	$r = 38-40$ 毫米(机力与畜力)
	$r = 78.0$ (机力割草机)
曲柄盘重量.....	$G = 4.3-4.9$ 公斤
速度.....	$n = 600-650$ 转/分(畜力)
	$n = 535-800$ 转/分(机力)

连 杆

长度.....	$L = 945-1050$ 毫米(畜力)
	$L = 525-1150$ 毫米(机力)
连杆重量.....	$G_{\text{连}} = 2.4-3.25$ 公斤(畜力)
	$G_{\text{连}} = 2.1-5.0$ 公斤(机力)

刀 杆

割草机割刀每米长度平均大约重 2.3 公斤。

§6. 摆环机构 由于前置式切割器在悬挂式割草机和自走式联合收获机上的应用,就需要有一种比普通曲柄连杆机构更适合于上述系统的机构来传递割刀的运动。因此,在新近设计的 KB-5A 半悬挂式条堆割草机和自走式北方联合收获机 КПС-2.25 中采用了摆环机构。

摆环机构的构造用简图表示在图 263 上。在与割刀线 $S-S$ 平行的主动轴 mm 上,安置有圆环 Q , 圆环的轴线与主动轴的轴线倾斜成一 α 角。圆环安装在滚珠轴承上,并有配置成径向位置的圆柱形销 AA 。在圆柱形销上铰接着被动轴 qq 的摇叉 P 。摇叉轴 qq 垂直于轴 mm 并与其轴线交于点 O 。圆环轴线 On 亦穿过点 O 。这样, mm 、 qq 、 On 三轴线交于一点 O ;

因此,摆环机构是一种空间球形机构。

摇叉 P 的轴 qq 与圆环在点 AA 处用铰链连接,与拐柄 K 刚性联结并借轴承 t 支持。割刀用连杆 l 与拐柄 K 铰接。

现在来研究主动轴 mm 作匀速转动导致被动轴 qq 的扭摆运动。借助于转动轴 mm ,我们将圆环 Q 放置于这样一个位置,其轴线 On 与轴 mm 的轴线位于纵向铅垂平面 V 内,而圆环的中心平面(铰接的摇叉轴线 AA 位于此平面内)在平面 V 上的投影为一直线 $A'_0 A'_0$ (图264及265)。

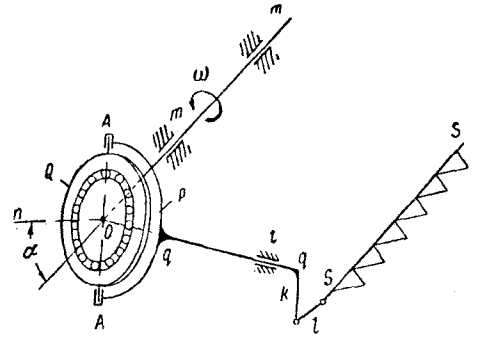


图 263. 摆环机构简图。

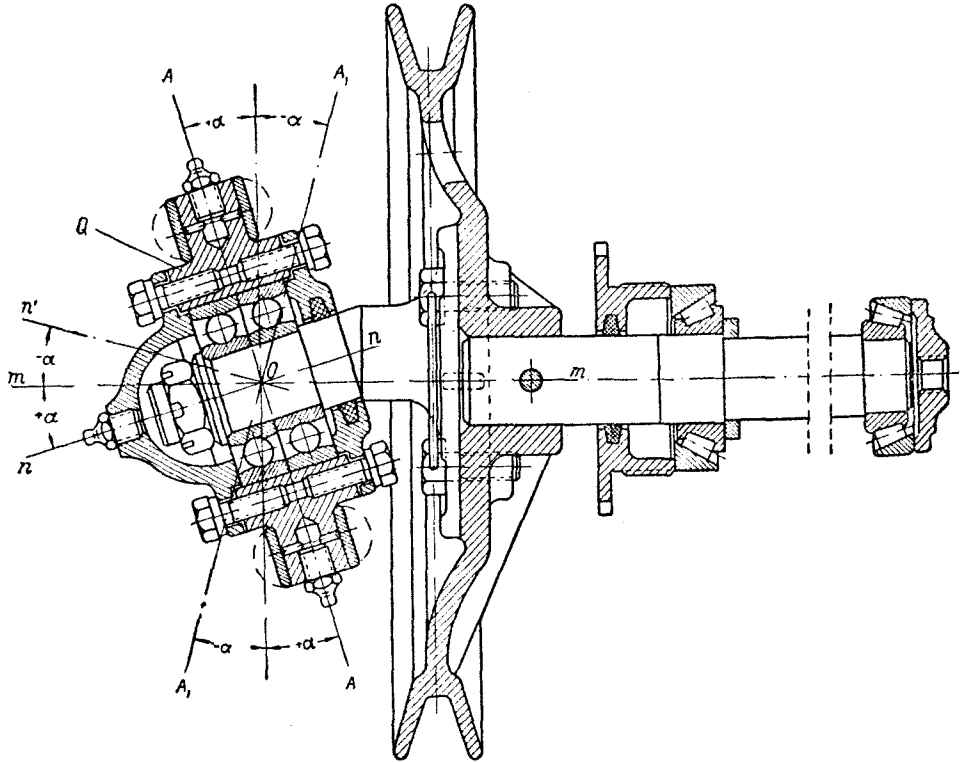


图 264. 摆环。

取上述位置为机构的初始位置;在此位置时轴线 On 与 mm 之间的夹角在纵向铅垂平面 V 上的投影是真实形状并等于角 α 。轴 mm 自初始位置旋转 180° , 使得圆环中心平面重新垂直于平面 V , 其投影为直线 $A_1 A_1$ (虚线);在此情况下,圆环的轴线位于 $On' \perp A_1 A_1$ 的位置,而 mm 和 On' 二轴将重新位于平面 V 内,这时轴 On' 与 mm 轴线也成角 α 。

如果圆环的平面仅在上述两个位置与平面 V 相垂直, 则不论主动轴 mm 移至任何位置时, 圆环平面与横向铅垂平面 W 间的倾角都将为角 α 。

摇叉轴的轴线 qq 垂直于轴 mm 的轴线; 如果轴线 qq 位于水平位置, 则摇叉的铰链轴线 $A'_0A'_1$ 与平面 V 相重合, 而且当主动轴自边端开始位置旋转 180° 之后, 轴线 $A'_0A'_1$ 转到 A_1A_1 的位置而仍不离开平面 V ; 摇叉 P 的轴线 AA 在边端位置将与铅垂线构成角 $+\alpha$ 和 $-\alpha$, 而在主动轴作一整周回转时摇叉 P 的轴线 AA 完成一角振幅为 α 的完整摆动。因此, 摇叉 P 的铰链轴线上任意点 A , 只要它的位置在距圆心 O 的距离为 $OA=R$ 时, 将在平面 V 内沿半径为 R 的圆弧运动。

§7. 摆环机构的运动学特性^① 我们首先来确定当主动轴 mm 以等角速度 ω 旋转时被动轴能扭摆的规律性。兹采用下列方法: 我们设想一半径为 OA'_0 的圆位于圆环 Q 的中心面上, 其圆心为点 O , 并设该圆与轴 mm 刚性联结在一起。因此, 它完全与轴 mm 以同一角速度 ω 而旋转。此圆在横向铅垂面 W 上的投影为一椭圆, 椭圆的长轴为水平轴, 其长度 $a=R$, 而短轴为铅垂轴, 其长度 $b=R \cos \alpha$ (图 265)。由于圆环平面对平面 W 的倾斜角度保持一定, 因而, 所设想的圆的旋转可由其在平面 W 上的投影中找出; 椭圆将不改变形状而以角速度 ω 等速旋转; 椭圆任意一点也将作同样的运动。

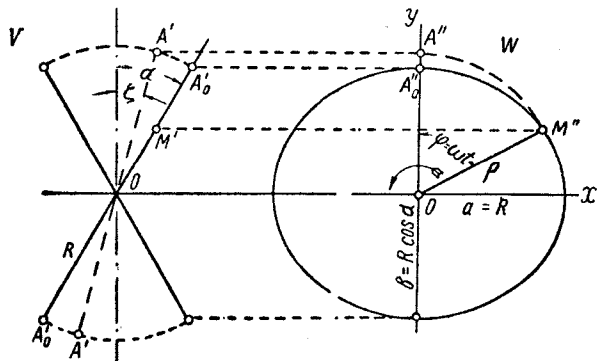


图 265.

现在设想另外一个圆, 它的尺寸和位置与前一圆相同, 并完全与之重合。此第二圆用摇叉铰链 AA 直接与轴 qq 联结, 联结方式使得第二圆可绕轴 qq 亦可绕轴 AA 旋转; 在两圆的相对运动中, 圆上各点相互间仅有滑动而不相互脱离。第二圆围绕轴线 qq 的运动只能按其在平面 V 上的投影来分析, 摇叉铰链的轴线 AA 在该平面上的投影无论轴 mm 转到任何位置时均为真实大小。

如上所述, 轴线 AA 绕与其相垂直的轴线 qq 而旋转, 其摆动的角振幅为 α 。由平面 V 上的投影可以看出, 点 A'_0 (在轴线 AA 上) 沿半径为 $OA'_0=R$ 的弧运动; 该弧在平面 W 上的投影与椭圆的短轴相重合。

我们在第一圆上取任意一点 M , 此点在铅垂平面 V 与 W 上的投影分别为 M' 与 M'' (图 265)。设椭圆上一点 M'' 规定为向径 $\rho=OM''$, 该向径与椭圆的短轴成夹角 $\varphi=\omega t$ 。如果主动轴由原始位置旋转一上述角度 φ , 则点 M 的投影 M'' 将移至轴 $O''Y$ 上。此时第二圆 (不考虑铰链 AA) 将在第一圆上滑动, 而铰链 A 将由投影为 A'_0 与 A'_1 的位置移到投影为 A' 与

^① M. H. 列托施兹夫: 研究摆环机构的分析法。在全苏列宁农业科学院 机械化分部为纪念 B. П. 郭列契金院士召开的全体大会上的报告。

A'' 的点 A 位置。找出軸 mm 轉过角 φ 后的点 A 位置并不难, 只要用向径为 $OM'' = \rho$ 的弧在軸 $O''Y$ 上截取点 A'' 即可。利用投影綫 $A'A''$ 将点 A'' 移到弧 A'_0A_0 上, 获得交点 A' , 此点即为所求点 A 在平面 V 上的投影。

于是, 和主动軸 mm 固定在一起的第一圓上的任意点 $M (M', M'')$, 当軸按图示方向旋轉一相对的角度 $\varphi = \omega t$ 时, 移至平面 V 內并位于点 $A (A', A'')$ 。軸 mm 如此旋轉之后, 位于第二圓上并与搖叉軸 qq 鉸接的点 $A_0 (A'_0, A''_0)$ 亦将移到同一点 A 上。

如果点 A_0 的初始位置由角度 α 来确定, 則当其移至点 $A (A', A'')$ 时, 此角度成某一值 ζ, ζ 的大小与旋轉角 $\varphi = \omega t$ 有关。这一关系可用下法确定:

$$A''O'' = \rho = OA' \cos \zeta,$$

故

$$\rho = R \cos \zeta. \quad (a)$$

另一方面, ρ 值由椭圆方程式确定:

$$\frac{X^2}{a^2} + \frac{Y^2}{b^2} = 1,$$

如果在这里代入值 $a = R$ 及 $b = R \cos \alpha$ 和

$$X = \rho \sin \omega t \text{ 及 } Y = \rho \cos \omega t,$$

則將得:

$$\rho = \frac{R}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \omega t}}. \quad (6)$$

比較等式(a)与(6)的第一部分, 得:

$$\cos \zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \omega t}} \quad (B)$$

或

$$\operatorname{tg} \zeta = \operatorname{tg} \alpha \cos \omega t. \quad (6)$$

式(6)表示所求的角位移 ζ 对時間的关系。

被动軸扭摆的角速度和角加速度分别由对時間的一次和二次微分确定。

角速度变化規律用下式表示:

$$\frac{d\zeta}{dt} = \dot{\zeta} = \omega \frac{\operatorname{tg} \alpha \sin \omega t}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \omega t}. \quad (7)$$

角速度 $\dot{\zeta}$ 可用角位移的关系来表示; 为此, 必須自等式(7)中用式(B)和(6)消去時間:

$$\dot{\zeta} = \omega \cos^2 \zeta \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha - \operatorname{tg}^2 \zeta}. \quad (8)$$

由式(8)得出的最大角速度 $\dot{\zeta}$ 发生于角位移 $\zeta = 0$ 处, 并用下式表示:

$$\dot{\zeta}_{\max} = \pm \omega \operatorname{tg} \alpha.$$

例如, 当 $\alpha = 15^\circ$ 时, 角速度 $\dot{\zeta}_{\max} = \pm 0.276 \omega$,

当 $\alpha = 24^\circ$ 时, 角速度 $\dot{\zeta}_{\max} = \pm 0.444 \omega$ 。

取决于时间的角加速度用下列规律表示:

$$\frac{d\dot{\zeta}}{dt} = \ddot{\zeta} = \omega^2 \operatorname{tg} \zeta \frac{1 + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha - \operatorname{tg}^2 \zeta}{(1 + \operatorname{tg}^2 \zeta)^2}, \quad (9)$$

式中 $\operatorname{tg} \zeta$ ——时间函数(6)。

经过一些演算之后,最后的式子形式为:

$$\ddot{\zeta} = \omega^2 \frac{\sin 2\zeta}{2 \cos^2 \alpha} (\cos 2\zeta + \sin^2 \alpha). \quad (10)$$

在死点处,这时 $\zeta = \pm \alpha$, 角加速度将等于:

$$\ddot{\zeta} = \frac{1}{2} \omega^2 \sin 2\alpha. \quad (11)$$

这里发生这样一个问题:这个角加速度是否是最大值。我们用通常的方法解决这一问题;首先找出当微分 $\frac{d\dot{\zeta}}{d\zeta} = 0$ 的值 $\zeta = \zeta^*$ 。确定 ζ^* 的方程式是这样的:

$$2 \cos^2 2\zeta^* + \cos 2\zeta^* \sin^2 \alpha - 1 = 0,$$

而这方程的实根为:

$$\cos 2\zeta^* = \frac{1}{4} (\sqrt{8 + \sin^4 \alpha} - \sin^2 \alpha). \quad (12)$$

当主动轴旋转角度为 ζ^* 时,由上列公式计算所得的角加速度 $\ddot{\zeta}$ 为最大值;但是角度 ζ^* 不能大于 α , 因此,对于 ζ^* 的实值具有这样的条件:

$$\zeta^* \leq \alpha,$$

这样,角加速度的最大值可能发生于死点,也可能发生于死点之前。

根据条件(12)可以确定在角度为 α^* 时,角 ζ^* 等于 α^* 。

把值 $\zeta^* = \alpha^*$ 代入方程式(12)中,获得确定 α^* 的方程式:

$$4 \cos 2\alpha^* = \sqrt{8 + \sin^4 \alpha^*} - \sin^2 \alpha^*,$$

或者,经过一些演算后:

$$6 \sin^4 \alpha^* - 7 \sin^2 \alpha^* + 1 = 0.$$

因此

$$\sin \alpha^* = \pm \sqrt{\frac{1}{6}} = \pm 0.408,$$

$$\alpha^* = \pm 24^\circ 06'.$$

因而,当 $\alpha \leq 24^\circ 06'$ 时,被动轴的最大角加速度产生在死点处,可是当 $\alpha > 24^\circ 06'$ 时,最大角加速度产生在死点以前。

例如,圆环安装角度为 $\alpha = 15^\circ$ 时(此角度小于 $24^\circ 06'$),最大角加速度产生在死点处,并等于:

$$\ddot{\zeta}_{\max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sin 2 \times 15^\circ = \pm 0.25 \omega^2.$$