

目次

第三章 穀物收穫機械

穀物康拜因.....瓦西列柯 И. Ф. Василенко	1	脫穀機的工作部分.....	42
康拜因收穫的農業技術.....	1	脫穀機各工作部分所需的動力.....	47
康拜因的類型.....	2	穀粒清選機.....葛拉特柯夫 Н. Г. Гладков	47
新型康拜因的構造特點.....	2	穀粒清選機的類型.....	48
國產(蘇聯)康拜因.....	3	穀粒清選機的工作部分.....	48
外國製造的康拜因.....	14	輔助部分.....	55
康拜因的工作部分.....	20	複式穀粒清選機的設計.....	57
康拜因的牽引阻力.....	31	農產物的供乾機械(烘乾機)	
康拜因各工作部分所需的動力.....	32	普季崔С.Д.Птицын	57
收割機.....遼夫揚金 Ю.Ю.Ревякин	33	烘乾機的類型.....	57
收割機的類型.....	33	乾燥過程的靜力學.....	58
收割機的工作部分.....	35	乾燥過程的動力學.....	60
收割機各工作部分所需的動力.....	40	用自然通風的烘乾機的計算.....	61
脫穀機.....郭馬洛夫 Н. С. Комаров	40	參考文獻.....	62
脫穀機的類型.....	40		

第四章 技術作物收穫機械

亞麻收穫機械.....施婁柯夫 М.И.Шлыков	1	收穫籽棉用的機器.....	15
亞麻的物理機械性質.....	1	紡錠式棉花收穫機.....	15
亞麻拔取機.....	1	轉柱式棉花收穫機.....	18
亞麻聯合收穫機.....	4	收穫嚴寒後未開裂棉鈴的機器.....	18
亞麻拔取機的工作部分.....	4	棉花收穫機的工作部分.....	19
牽引阻力及所需功率.....	11	馬鈴薯收穫機械.....菲爾沙夫 Н. В. Фирсов	22
大麻收穫機械.....施婁柯夫	11	馬鈴薯收穫機械的類型.....	22
大麻的物理機械性質.....	11	馬鈴薯收穫機的工作部分.....	23
大麻收穫機的類型.....	11	甜菜收穫機械.....菲爾沙夫	24
大麻收穫機的工作部分.....	12	甜菜收穫機械的工作部分.....	25
棉花收穫機.....郭里亞辛 Е. А. Колясин	15	參考文獻.....	26
棉花收穫機的類型.....	15		

第五章 牧草收穫機械及飼料準備機械

牧草收穫機械.....郭爾布諾夫 М.П.Горбунов	1	飼料準備機的類型.....	30
割草機及割草打捆機.....	2	劍草機及青貯割斷機.....	30
撿草機.....	15	青貯收割-切斷機.....	34
翻草機及草捆翻轉機.....	17	塊根切碎機.....	34
集草器及移堆機.....	20	塊根洗滌機.....	36
集堆機及集垛機.....	22	飼料蒸餾器.....	37
打捆-拾起機.....	23	馬鈴薯揉碎機.....	37
榮草機.....	26	軋碎機.....	38
固定式株草打捆機.....	28	飼料混合機.....	41
飼料準備機.....夏勃洛夫 В. А. Зяблов	30	參考文獻.....	41
中俄名詞對照表.....			42

第四章 技術作物收穫機械

亞麻收穫機械

亞麻的物理機械性質

專門的亞麻收穫機用於收穫長纖維的亞麻。亞麻在早黃熟期的物理機械性質可由下列資料〔10〕所表明：收穫時亞麻莖桿的平均濕度為 60%，莖頂部的平均濕度 40%；濕麻的平均收穫量 50 公担/公頃，理論收穫量 100 公担/公頃；1 平方公尺地上麻莖的平均數量——1000，理論數量——2000；麻莖的最低長度 30~40 公分，平均長度 55~65 公分，最大長度 80~100 公分；直立麻莖頂部分佈區域的寬度 40~50 公分；麻莖的直徑（在莖高三分之一的位置）0.12 公分；拔取一根麻莖所需要的平均力量 0.5 公斤，最大力量 1.0 公斤；拔一

根麻莖平均消耗的功 1.5 公斤·公分；切斷麻莖上部所需要的力量 2~4 公斤；破裂麻莖中部所需要的力量 3~6 公斤；摘下麻籽所需要的力量 0.3 公斤；麻籽的平均直徑 6.5 公厘，最小直徑 4.0 公厘；梳出的新鮮亞麻屑的成堆重量 150 公斤/公尺³；麻莖與麻莖間的摩擦係數 0.6~0.7；莖麻與鋼、木材的摩擦係數 0.5~0.7；麻莖與膠皮的摩擦係數 0.8~0.9。

收穫長纖維亞麻的拔麻工作是利用亞麻拔取機及亞麻聯合收穫機來進行。

亞麻拔取機

亞麻拔取機的特性見表 1。

表1 亞麻收穫機的特性

機 器 的 牌 號	工作 幅寬 (公尺)	拔取 組的 數量	工作速度 (公尺/秒)		生 產 率 (公頃/小時)		重量 (公斤)	相對重量 公斤/工作幅 (公尺)	拖拉機 需要功 率 (馬力)
			平均	最大	平均	最大			
亞麻拔取機									
ЛТ7①	2.66	7	1.25	1.75	1.2	1.7	1250	470	15/30
ЛТ12①	4.6	12	1.25	1.50	2.1	2.5	1980	430	35/50
ВНИИЛ-5①	2.25	6	1.25	1.50	1.0	1.2	850	378	15/30
ВНИИЛ-Д②	2.35	7	1.25	1.50	1.1	1.3	850	362	15/30
魏索特(Вессот)②	1.0	3	1.25	1.50	0.45	0.55	950	950	15/30
福拉羅-蘇斯(Форано-Сунс)③	0.8	2	1.25	1.75	0.35	0.50	—	—	—
亞麻聯合收穫機									
ЛТ7③	2.66	7	1.25	1.5	1.2	1.5	2000	750	35/50
美國的③	0.8	2	1.25	1.5	0.35	0.45	—	—	—

① 此種機器做拔麻及鋪麻工作。

② 此種機器做拔麻及打捆工作。

③ 此種機器做拔麻，梳麻頭及打捆工作。

皮帶-滾輪拔取機構是由成對的圓形膠皮帶所構成，橡膠皮帶繞在皮帶輪及滾輪上，彼此之間緊緊的靠在一起。在皮帶-圓盤拔取機構中，每一根皮帶僅圍繞在一個皮帶輪上，此皮帶輪稱為圓盤。

每一對皮帶中，或是兩者均由主動輪傳動（兩根膠皮帶都是主動的），或是僅有一根膠皮帶由主動輪傳動，然後將運動傳給對偶中的另一根。

拔取器（橡皮帶偶）的軌道可能是直線的，曲線即

圓弧形的，也可能是弧形或彎曲形的，即是由直線同圓弧組成的。所有的拔取軌道都位於一個平面上，與地面所成角度 $\alpha_1 < \frac{\pi}{2}$ 。在直線式的拔取軌道中，用滾輪使膠皮帶彼此緊靠著。彈簧是從一邊作用在滾輪的軸上。在弧形及彎曲形拔取軌道中，皮帶間的壓力，是依靠皮帶的拉緊而實現的。

亞麻拔取機根據其構造，可以分為三類。

第一類為具有皮帶-圓盤拔取機構（圖 1），工作幅

寬不超過 0.8 公尺的窄幅亞麻拔取機。這種機器的拔取機構具有 1 或 2 條軌道，每一軌道均有主動皮帶圍繞在圓盤上。

亞麻莖桿從拔取器出來，就被輸送器的皮帶夾着，在接近水平的位置時（頂部向機器運動方向），將它送到一邊。然後拋在打捆機構的槽中或沿鋪莖板降落在地上。

這種類型的兩組拔取器的亞麻拔取機（福拉羅-蘇新）有馬拉帶發動機的，拖拉機帶動無發動機的或自動的機器。

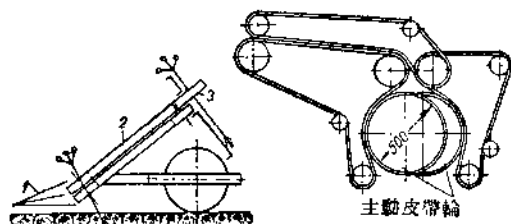


圖 1 具有皮帶-圓盤拔取機構的窄幅亞麻拔取機。

左圖—總圖：1—分規器；2—拔取機構；3—輸送器。

右圖—拔取軌道及橫向輸送器。

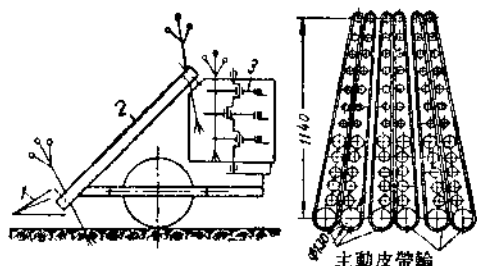


圖 2 無輸送器的窄幅亞麻拔取機。

左圖—總圖：1—分規器；2—拔取機構；3—打捆機構。

右圖—拔取器軌道。

第二類是具有打捆機構，工作幅寬大約 1 公尺的無輸送器窄幅亞麻拔取機“魏索特”（圖 2）。此種機器的拔取機構有三個直線形的皮帶-滾輪拔取器，在尾端出口處臚攏。每一拔取皮帶都是由位於拔取組下端的主動皮帶輪傳動。亞麻莖桿從拔取機構出來，就匯合成一條總流，並直接進入打捆機構的槽中。

此種機器的優點是拔取機構與打捆機構相連接，而沒有傳送機構。缺點是拔取機構複雜，工作中可靠性小及機器的相對重量大。

屬於第三類的有蘇聯國產寬幅亞麻拔取機 ВНИИЛ-5, ЛТ7, ЛТ12, ВНИИЛ-Д [陀羅尼納 (Доронина)]。這些機器具有很多個皮帶-滾輪式拔取器及橫向皮帶 針形輸送器。

ЛТ7 和 ВНИИЛ 5 機器具有相同的工作過程（圖

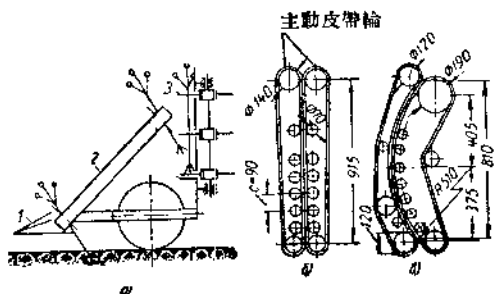


圖 3 亞麻拔取機 ЛТ7 及 ВНИИЛ-5:

а—總圖：1—分規器；2—拔取機構；3—輸送器；

б—ВИСХОМ 拔取軌道；в—ВНИИЛ-5 拔取軌道。

3а)，麻莖從拔取機構拋到輸送器的平台上，被輸送器的針挾持着，然後麻莖形成直立的帶流運送向鋪莖板，沿着鋪莖板降落在地上。

ЛТ7 機器的拔取機構（ВИСХО М型）由七個直線式拔取組（圖 3б）所構成。每一皮帶都由位於拔取組上端的主動皮帶輪（圖 4）所帶動。而主動皮帶輪是從曲柄箱的軸經過兩對齒輪而獲得旋轉的。如此皮帶的主動側邊就進行拔取亞麻的工作。

調整被動皮帶輪支架及五個壓緊滾輪或支持滾輪的支架（圖 5），就能夠拉緊拔取器皮帶。

ВНИИЛ-5 機器的拔取機構是由六個彎曲拔取軌道（圖 3в）的拔取器所構成。按前進方向，右邊的拔取皮帶是被動皮帶，左邊的是主動皮帶。主動皮帶是從橫軸，藉一對齒輪而轉動的。拔取軌道中的壓力是利用下端兩個滾輪上的彈簧拉緊皮帶達成的。拔取皮帶彎折次數多（拔取軌道的彎曲度）及拔取皮帶拉得過緊，都會使拔取皮帶很快磨損及消耗較多的能量。此外，每一拔取軌道中僅有一根主動皮帶，機器就沒有充分穩定的工作狀態。

ЛТ12 亞麻拔取機具有 ВИСХОМ 型的拔取機構。它是由兩個用活節聯接起來的部分（七及五組）所構成。而每一部分都具有自己的橫向輸送器及鋪莖板。

陀羅尼納亞麻拔取機在橫向輸送器的傾斜度及拔取機構的構造上與其他的亞麻拔取機有區別。此機器的拔取機構（圖 6）是由具有彎曲形拔取軌道的拔取組及麻莖鋪攤器構成。拔取器右邊的滾輪是用平捲彈簧支持着。每一個皮帶都是由位於拔取組上端的皮帶輪帶動。拔取組的被動皮帶輪是分開的，這樣就延長了拔取器收集口及提高了開始挾持麻莖的高度。麻莖鋪攤器是由斷面 4×50 公厘的兩皮帶構成。它是利用拔取器的兩上滾輪，通過兩對傘齒輪來傳動的。

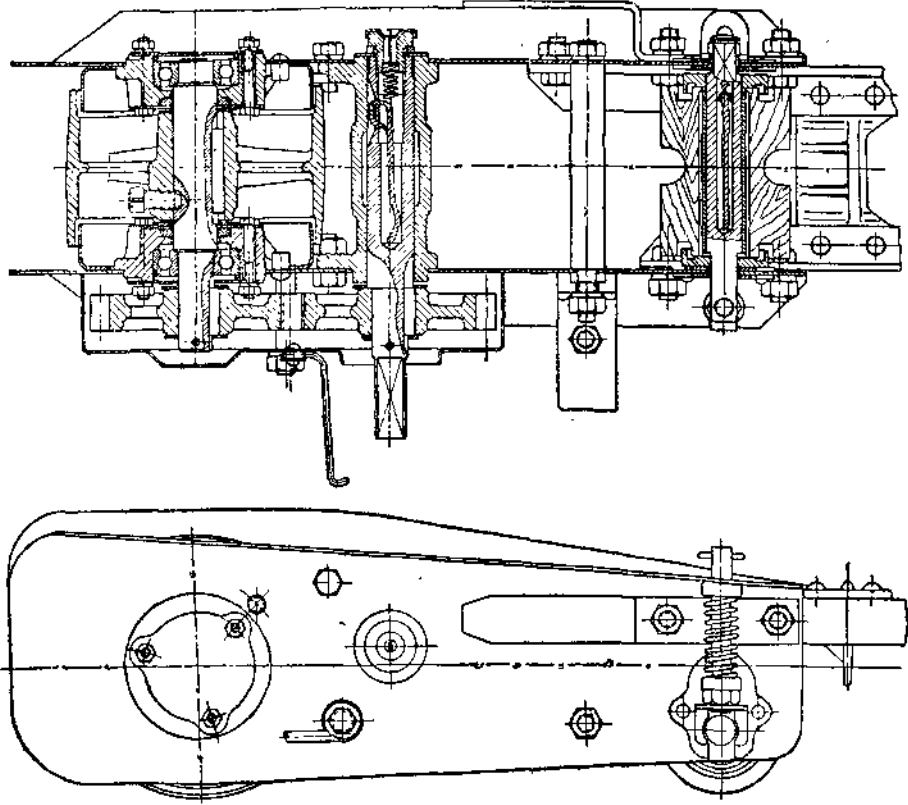


圖 4 亞麻拔取機 J17 的主動皮帶輪及正齒輪傳動。

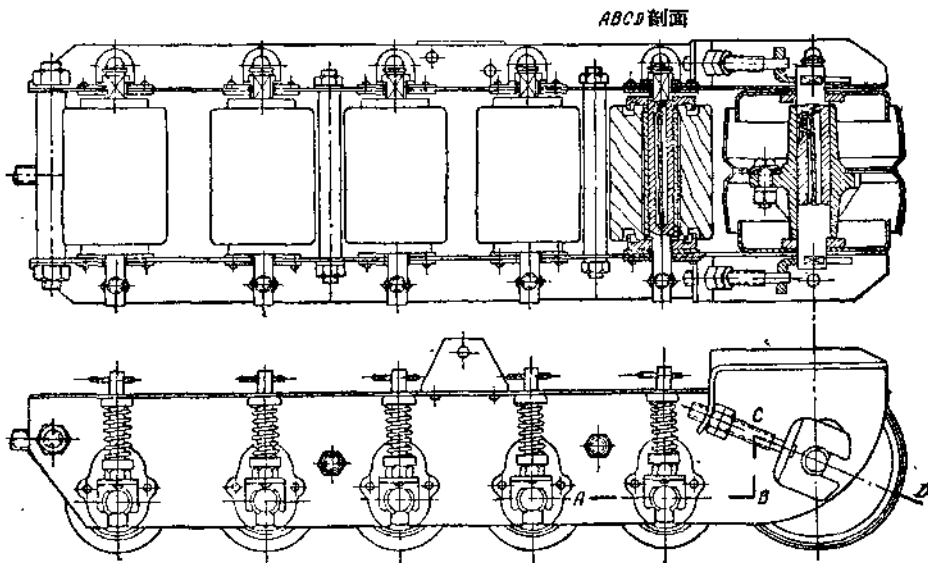


圖 5 亞麻拔取機 J17 壓緊滾輪的拉緊支架。

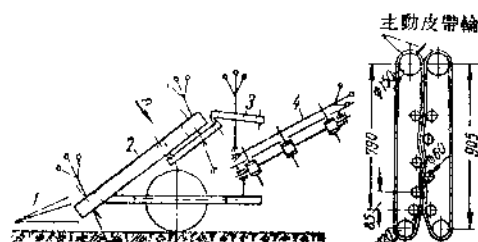


圖6 亞麻拔取機 ВНИИЛ-Д

左圖—總圖：1—分規器；2—拔取機構；3—麻莖鋤器；4—輸送器。右圖—拔取軌道（按箭頭A的視圖）。

亞麻拔取機拔出來的亞麻拾起和打捆的工作可使用馬拉帶發動機的或拖拉不帶發動機的亞麻拾起打捆機。此種機器有手指式的拾起機構，打捆機構及帆布板條式的捆捆輸送器。

亞麻聯合收穫機

亞麻聯合收穫機能大大的節約勞動力及加速纖維

獲得的過程。亞麻聯合收穫機的特性見表1。

亞麻聯合收穫機 ДК7 具有：工作幅寬度為 2.66 公尺的拔取機構（ДТ7 型）、間盤式壓緊輸送器、帶棉梳的梳麻滾筒、逐齒輪、帆布板條式脫出物升運器及打捆機構。在梳麻及打捆時，麻莖都是在垂直的位置。

美國亞麻聯合收穫機福拉羅—蘇斯具有兩組拔取機構，其工作幅寬為 0.8 公尺。在梳麻及打捆時，亞麻莖桿都是在水平位置。

亞麻拔取機的工作部分

拔取器 基於對所有機器的一般性要求（工作時能量消耗最少，可靠性最大）以及拔取過程的特殊條件，拔取器應該：а) 保證挾持最短長度 $l_{\min}$ 的麻莖，б) 保證莖桿根部挾持長度範圍 Δx 要最小，в) 應具有最小數量的旋轉部分，包括傳動齒輪在內，г) 拔取皮帶彎曲次數最少。

表2 拔取器數據

拔取機型的類型	拔取器的工作幅寬 (公尺)	拔取軌道中拔取點最低點的高度 (公尺)	長度 (公尺)	拔取機構與水平的傾斜度				拔取器的旋轉部分						拔取皮帶				
				拔取軌道的	最小	最大	平均	數量		直徑(公尺)		齒輪的	齒輪的	速度(公尺/分)	拔取皮帶的長度(公尺)	皮帶的曲數	皮帶的寬度(公尺)	皮帶的厚度(公尺)
								主動皮帶輪的	從動皮帶輪的	主動皮帶輪的	從動皮帶輪的							
ВИСХОМ	380	44	915	67	37	43	40	2	16	8	140	120	70	80	9	4.5	4	2.93
ВНИИЛ-Д	335	93	796	186	28	32	30	6①	20①	8①	150	120	60	100	5	7.5①	18①	3.15
ВНИИЛ-5	375	66	810	100	35	47	41	1	15	2	190	120	70	80	9	4.4	21	3.37
魏索特	330	46	1140	70	35	41	38	2	26	8	130	60	70	75	4.5	5.2	4	2.85
蘇斯	400	145	500	160	60	80	70	1	12②	8②	500	—	—	60	9	10.2②	14②	—

① 包括有鋤器在內。

② 兩個拔取器包括橫向輸送器在內。

從表2 拔取器的主要參數中，可以作出下列的對比：а) ВНИИЛ-Д 及魏索特機器，由於挾持幅度小，最能保證挾持長度較小的麻莖，而蘇斯機器的拔取機構浸差，因為挾持工作幅最大及開始壓緊的位置很高；б) ВНИИЛ-Д 機器的拔取機，由於收集口拉得緊，並改善了麻莖的喂進情況，因此得到了麻莖帶流根部挾持範圍最小，而蘇斯的拔取器最大；в) 蘇斯機器的拔取器旋轉部分的數量最少，魏索特最多，ВНИИЛ-5 的拔取器的傳動齒輪數量最少，而魏索特、ВИСХОМ 及 ВНИИЛ-Д 的拔取器的傳動齒輪數量最多；г) ВИСХОМ 及魏索特拔取器（當拔取麻莖開始拉緊時為最有利的位罝），拔取皮帶的彎曲次數最少，ВНИИЛ-5 拔取皮帶的彎曲次數最多。

拔取皮帶速度的選擇是決定於拔取開始點的情況。拔取開始階段的過程如下：拔取機構分規器的側邊，將麻莖引近拔取皮帶的A點（圖7）。莖桿分成行列並被挾持；極邊的麻莖沿分規器邊緣滑動，向各列的中心及前方傾斜。位於分規器尖端所經過路程上的麻莖，具有最大的傾斜角度（角 $\beta_{\max}$ ），位於拔取器拔麻開始點經過的路程上的麻莖具有最小的傾斜角度（角 $\beta_{\min}$ ）。拔取皮帶將麻莖從A點送到拔取器的C點。在這裏麻莖就挾在皮帶的中間，並進一步按皮帶的絕對速度 v_a 的方向移動。

拔取皮帶的速度以下列公式〔也參看公式(11)〕求出（圖8）：

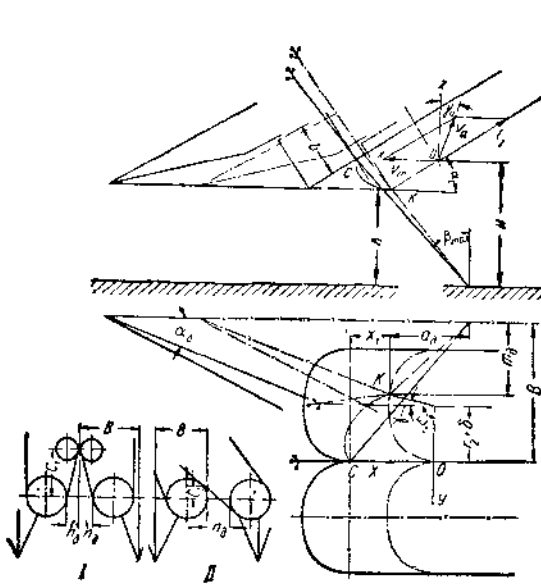
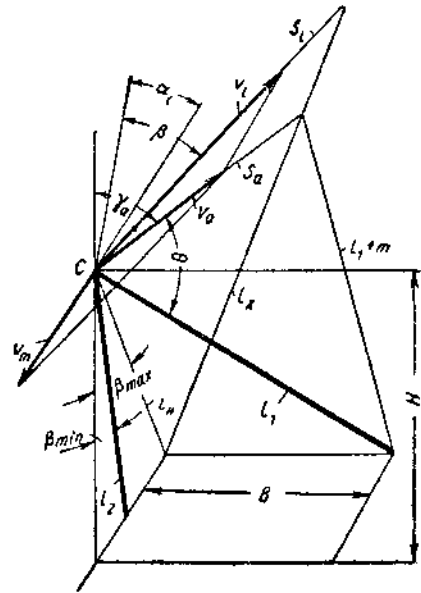


圖7 分規器的工作圖。

圖8 拔取軌道工作部分長度 S_L 的確定。

$$v_l = v_m \cos \gamma_a \frac{\cos \alpha_l \cos \beta \cos \gamma_a \pm \sqrt{\cos^2 \alpha_l \cos^2 \beta \cos^2 \gamma_a - \cos^2 \gamma_a + \sin^2 \alpha_l \cos^2 \beta}}{\cos^2 \gamma_a - \sin^2 \alpha_l \cos^2 \beta}, \quad (1)$$

式中 v_m — 機器的前進速度(公尺/秒); α_l — 拔取機構與水平的傾斜角度, 在表2的數據中選擇; β — 拔取器與垂直縱平面的角度(考慮到結構情況而採用, 圖7上 $\beta = 0$); γ_a — 拔取皮帶絕對速度與垂直線的偏斜角, 在向機器運動的相反方向 $10 \sim 25^\circ$ 範圍內採用。

v_a 及 γ_a 值應為:

$$v_a = v_m \sqrt{1 + K^2 - 2K \cos \alpha_l \cos \beta}; \quad (2)$$

$$\cos \gamma_a = \frac{K \sin \alpha_l \cos \beta}{\sqrt{1 + K^2 - 2K \cos \alpha_l \cos \beta}}, \quad (3)$$

式中 $K = \frac{v_l}{v_m}$ 。

對於位置在縱垂直平面內的軌道, $\beta = 0$;

$$v_l = \frac{v_m}{\cos \alpha_l - \sin \alpha_l \tan \gamma_a}。$$

亞麻莖桿可以利用來拔取的最小長度 $l_{\min}$ 決定於在分規器尖端經過路線上的短莖桿的挾持條件。這些麻莖進入拔取軌道時, 從根部到挾持點具有最大的距離 l_1 及向前的最大傾斜角 $\beta_{\max}$:

$$l_{\min} \geq l_1 + b + qs, \quad (4)$$

式中 b — 拔取皮帶的寬度; $s \approx 30$ 公厘, 即拔取力的行程; q — 莖桿在皮帶中的滑行係數; 係數 q 決定於麻莖的傾斜度, 拔取皮帶絕對速度的方向及寬度, 可以在 $0 \sim 1$ 之間變化。

在拔取器中莖桿挾持長度範圍 Δ_k , 由下列數值決

定(圖7、8), 各值由公式(5)~(12)求出:

$$\Delta_k = l_1 + qs - l_2; \quad (5)$$

$$l_1 = \sqrt{H^2 + B^2 + (\alpha_\theta + x_1)^2}; \quad (6)$$

$$\tan \beta_{\max} = \frac{\alpha_\theta + x_1}{H}; \quad (7)$$

$$l_2 = H : \cos \beta_{\min}; \quad (8)$$

$$x_1 = v_m t - (r_2 - \delta) \sin(90^\circ - \alpha_l) \sin \alpha_l; \quad (9)$$

$$t = \frac{\left(\frac{\pi}{2} + \gamma\right)(r_2 + \delta)}{v_s};$$

$$\sin \gamma = \frac{B - m_\theta - (r_2 + \delta)}{r_2 + \delta}; \quad (10)$$

$$v_s = v_l \frac{r_2 + \delta}{r_2 + \delta_1} (1 - \eta_s); \quad v_l = \frac{\pi(r_1 + \delta_1) n_k (1 - \eta_l)}{30}; \quad (11)$$

$$\alpha_\theta = m_\theta \tan \eta_\theta (\alpha_\theta + \varphi), \quad (12)$$

式中 H — 開始挾持點的高度; 2β — 拔取器工作幅寬度; l_1 及 l_2 — 傾斜莖桿從根部到拔取器開始挾持點的最大距離及最小距離; $\beta_{\max}$ 及 $\beta_{\min}$ — 莖桿向前傾斜角度(為了計算採用 $\beta_{\min} = 0.25 \beta_{\max}$); r_1 及 r_2 — 拔取器皮帶主動皮帶輪及被動皮帶輪的半徑; v_s — 莖桿與拔取皮帶接觸點的移動速度; n_k — 機器自由關節軸的旋轉數; i — 自由關節軸與拔取皮帶主動皮帶輪軸的速比; δ 及 δ_1 — 拔取皮帶的厚度及到皮帶中立層的距離; η_l — 拔取皮帶在主動皮帶輪

上的打滑係數(當具有兩根主動皮帶時,採用係數 $\eta_1 = 0.02$, 當一根主動皮帶時,採用係數 $\eta_1 = 0.03$); η_s ——莖桿在皮帶上的滑動係數(採用 $0.2 \sim 0.3$); $2m_\theta$ 及 $2\alpha_\theta$ ——分規器邊的寬度及張開角度; φ ——莖桿與分規器邊的摩擦角度; h ——分規器邊的高度; η_θ ——麻莖喂進係數。

由上面的公式,當已知 $l_{\min}$ 及 Δ_K 值時,就可以求

$$S_l = \left[l_1 \cos \Theta + \sqrt{(l_1 + m)m + l_1^2 \cos^2 \Theta} \right] \frac{K}{\sqrt{1 + K^2 - 2K^2 \cos \alpha_1 \cos \beta}}; \quad (13)$$

$$\cos \Theta = \frac{KH}{l_1} \cdot \frac{\frac{B}{H} \sin \beta + \operatorname{tg} \beta_{\max} \left(\cos \beta \cos \alpha_1 - \frac{1}{K} \right) - \cos \beta \sin \alpha_1}{\sqrt{1 + K^2 - 2K^2 \cos \alpha_1 \cos \beta}}, \quad (13a)$$

式中 Θ ——莖桿與拔取皮帶絕對速度間的角度, $m = s(1 + \varphi)$ 。

若拔取器拔取部分在垂直平面上,則在決定 S_l 時,將 $\beta = 0$ 代入公式(13)及(13a)中。

拔取莖桿時,莖桿反作用力之值(圖9)應等於

$$P_R = \frac{L_s v_m 2Bq_f}{v_a \cos(\beta_R + \gamma_a)}. \quad (14)$$

式中 L_s ——拔取一根麻莖所消耗的功; q_f ——1公尺²上麻莖的數量; β_R —— P_R 力的方向與垂直線間的角度,而

$$\beta_R \approx \frac{5\beta_{\max} - 3\gamma_{\max}}{8}, \quad (15)$$

式中 $\gamma_{\max}$ ——拔取麻莖時,麻莖沿地上固定點最大旋轉角在縱垂直平面的投影。從下面的公式可以求出

$$\cos \gamma_{\max} = \frac{1 - A^2 - \cos^2 \Theta - \cos \Theta \sqrt{\cos^2 \Theta + 2\alpha + \alpha^2}}{\sqrt{[1 - A^2][1 - A^2 + 2\alpha + \alpha^2]}},$$

式中 $A = \frac{B}{l_1}$, $\alpha = \frac{m}{l_1}$ 。

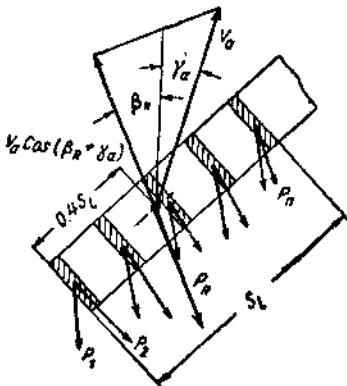


圖9 拔取莖桿時,莖桿反作用力 P_R 的確定。

P_R 着力點的位置決定於在 S_l 長度上各分力 $P_1, P_2, \dots, P_n$ 的分佈情況。這個點到拔取器開始拔取點的距离等於 $0.4S_l$ 。

出繩索特及 ВИСОМ(ЛТ7)型拔取器的工作幅寬。

如 ВНИИЛ-Д 及 ВНИИЛ-5 拔取機構的收集口如圖7 I 及 II 所示,在計算它們的拔取機構時,必須在公式(9)中補加一項,即 $\frac{v_m \sqrt{C_1^2 + u_\theta^2}}{r_s} - C_1 \cos \alpha$; 及在公式(10)的分子中補加一第四項($-u_\theta$)。

拔取器拔取部分的長度 S_l , 由下面公式求出(圖8):

將 P_R 分爲下面各分力:

1) 機器的前阻力

$$P_x = z P_R \sin \beta_R; \quad (16)$$

2) 主輪及側輪上的壓力

$$Q_1 = z P_R \cos \beta_R \left(1 - \frac{a}{A} \right) \left(1 - \frac{b_1}{B_1} \right) \quad (17)$$

$$\text{及 } Q_2 = z P_R \cos \beta_R \left(1 - \frac{a}{A} \right) \frac{b_1}{B_1}; \quad (18)$$

3) 沿拔取器主動皮帶輪所承受之力

$$P_l = P_R \sin(\alpha_1 - \beta_R); \quad (19)$$

4) 垂直於拔取軌道的力使滾輪在端面產生摩擦力

$$P_n = P_R \cos(\alpha_1 - \beta_R). \quad (20)$$

在公式(16)~(20)中, A, a ——從輪軸到牽引點及到 P_R 着力點的距離; B_1, b_1 ——從主輪到側輪及到 P_R 着力點的距離; z ——拔取組的數目。

拔取的有效功率按下面公式計算:

$$N_T = \frac{L_s v_m 2Bq_f}{75}. \quad (21)$$

主動皮帶輪及拖拉機動力輸出軸上的功率 N_l 及 N_T 相應的等於

$$N_l = \frac{2P_s v_l}{75(1 - \eta_l)}, \quad (22)$$

或在一公尺工作幅寬上

$$N'_l = \frac{N_l}{2B};$$

$$N_T = \frac{2P_s v_l}{75(1 - \eta_l) \eta_r}, \quad (23)$$

式中 η_r ——傳動總效率。

拔取器的效率

$$\eta = \frac{N_T}{N'_l}. \quad (24)$$

對於具有兩主動拔取皮帶的拔取器,主動皮帶輪

上的圓周力 P_s 及拔取皮帶的張力 S_1 及 S_2 由下面的公式求出

$$S_1 - S_2 = P_s; \quad (25)$$

$$S_2 = \frac{P_s}{e^{\mu\alpha} - 1}; \quad (26)$$

$$P_s \left[2 - \frac{4\mu_1 r_0 \cos \psi_1}{(e^{\mu\alpha} - 1)r_2} \right] = P_l + \frac{2P_n \mu_2 (r_1^2 - r_0^2)}{3r_3(r_1^2 - r_0^2)} + \sum \frac{P_r \mu_1 r_0}{r_3} + \sum P_r f + \sum \xi \frac{EI}{2r_2^3} + \sum \xi \frac{EI}{2r_1^3}, \quad (27)$$

式中 μ ——皮帶與皮帶輪的摩擦係數； α ——皮帶的接觸角； μ_1 及 μ_2 ——滾輪軸及端面上的摩擦係數； f ——滾輪沿拔取皮帶滾動的摩擦係數； r_0, r_2, r_3, r_1 ——滾輪軸的半徑；被動皮帶輪的半徑，滾輪的半徑及滾輪端面的半徑； EI ——拔取皮帶的剛度； ξ ——拔取皮帶彎曲時，能量的相對損失； $2\psi_1$ ——被動皮帶輪上拔取皮帶兩翼間的夾角， P_r ——滾輪上的壓力。

直線式拔取軌道在滾輪上的壓力

$$Pr \geq \frac{P_{\max} b \cos \psi}{2\mu_s \alpha}; \quad (28)$$

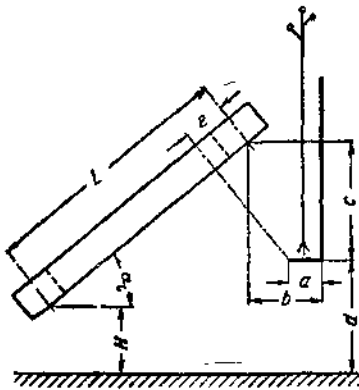


圖10 拔取機構及輸送器的相互關係位置。

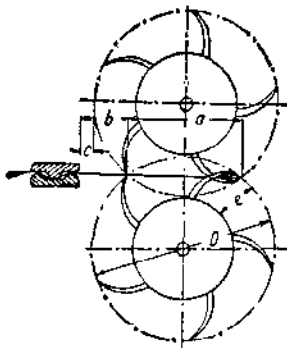


圖12 槲梳作圓周運動的梳齒機構圖。

式中 $P_{\max}$ ——拔麻所需的最大力； b ——皮帶的寬； $\psi = \arctg \frac{b}{c}$ ，這裏 c ——相隣兩滾輪間的距離； μ_s ——麻莖與拔取皮帶及麻莖與麻莖兩摩擦係數的平均值； $\alpha = 1.5d$ ——挾持麻莖後拔取皮帶間的寬度，而 d ——麻莖的直徑。

公式(28)適用於最不利的情況，即挾持着的莖桿僅保持在一定區域內，而且挾持部分最短。

對於彎曲式及弧形的拔取器，皮帶在滾輪上的壓力等於 $2P_r$ 。

當計算 ВНИИЛ-5 機器的拔取軌道時，公式(22)及(23)中以及公式(27)的左部分中的係數值可以部分地加以改變：

$$N_i = \frac{P_s v_i}{75(1 - \eta_i)}; \quad (22a)$$

$$N_r = \frac{P_s v_r}{75(1 - \eta_r) \eta_r}; \quad (23a)$$

$$P_s \left[1 - \frac{6\mu_1 r_0 \cos \psi_1}{(e^{\mu\alpha} - 1)r_2} \right] = \dots \quad (27a)$$

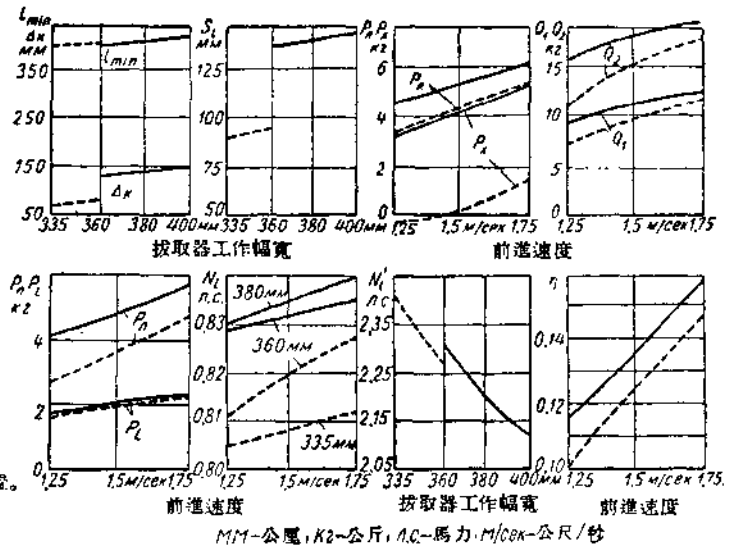


圖11 ВИСКОМ型(實線)及 ВНИИЛ-5型(虛線)拔取機構的特性。

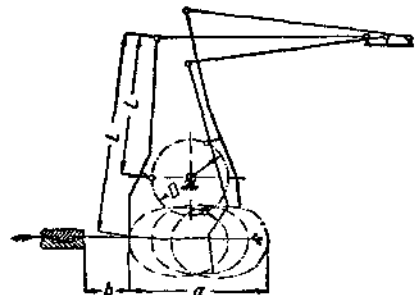


圖13 槲梳作擺動運動的梳齒機構圖。

表3 亞麻拔取機 ВИСХОМ 及 ВНИИЛ-Д 型的參數
(參看第11圖)

參數	ВИСХОМ 型	ВНИИЛ-Д 型
自由關節軸每分鐘的旋轉數	536	536
自由關節軸的角速(1/秒 ²)	56.2	56.2
分規器工作邊高度(公厘) h	135	135
滾輪端面的半徑(公厘) r_T	14	14
摩擦係數		
鋁鐵與鋼的摩擦係數	0.015	0.015
木料與鋼的摩擦係數	0.03	0.03
麻草與麻草及麻草與膠皮帶的摩擦係數	0.06~0.09	0.06~0.09
滾輪沿拔取皮帶滾動的摩擦係數	0.06	0.06
拔取皮帶的彈性係數(公斤/公分 ²)	2000	2000
拔取皮帶彎曲時,能量的損失係數	0.2	0.2
分規器邊的寬度(公厘) $2m_\theta$	160	140~160
分規器邊的張開角 $2\alpha_\theta$	22	18
麻草喂進係數 η_θ	0.6	0.8
拔取器收集口的長度(公厘) G_1	—	115
拔取器收集口的寬度(公厘) n_θ	—	35
從自由關節軸到拔取器的速比	0.724	0.745
滾輪軸半徑(公厘) r_0	10	8及5
麻草沿拔取皮帶的滑動係數 k_s	0.2	0.3
麻草滑入拔取皮帶中的係數 q	0.8	0.2
拔取器滾輪間距(公厘)	90	85
拔取器開始拔取點的高度(公厘) H	180	230
拔取器數 l (個)	7	7
從輪軸到牽引點的距离(公厘) A	2840	2860
從輪軸到着力點的距离(公厘) a	482	563
從主輪到側輪的距离(公厘) B_1	2580	1650
從主輪到着力點的距离(公厘) b_1	1630	1340
拔取器的傳動效率 η_{17}	0.80	0.86

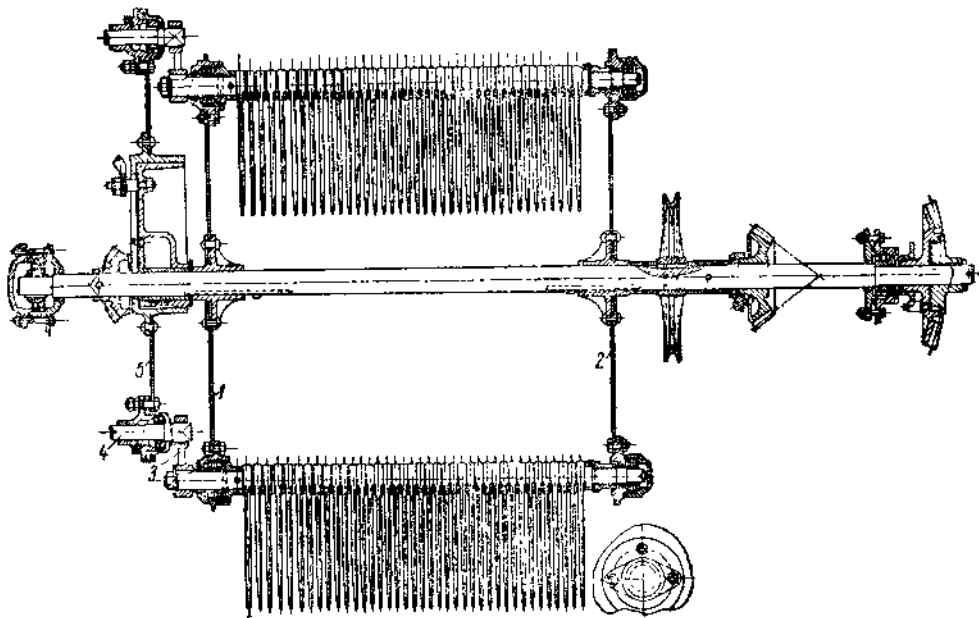


圖14 櫛梳作平移-圓周運動的梳齒機構。

在帶有麻莖垂直輸送器的機器中(圖10)拔取組與水平的傾斜度 α_1 及其長度 l 的關係以下式表示

$$l = \frac{c + d - H}{\sin \alpha_1} \quad (29)$$

輸送器與拔取組的位置由尺寸 e 、 a 、 b 及 c 確定。

e 及 a 值在 100~110 公厘範圍內選用, b 值在 180~260 公厘範圍內選用。減少 b 值就會引起輸送器的阻塞,增加 b 值,在有風的天氣時,就會引起工作的不穩程度。 c 值等於 $l_{\min}$ [參看公式(4)]。

按上述公式以 ВИСХОМ 及 ВНИИЛ-Д 型的亞麻拔取機為例，計算結果如圖 11 中所示。計算用的數據是取於前面所列舉亞麻物理機械性質及表 1、2 及 3 中的資料。

梳麻機構 梳刷亞麻所採用的梳麻機構有三種：梳梳作圓周運動的梳麻機構，梳梳作擺動運動的梳麻機構及梳梳作平移-圓周運動的梳麻機構。

梳梳作圓周運動的梳麻機構 (圖 12) 由兩個滾筒及壓緊輸送器構成。每一滾筒上有五個梳梳，梳梳具有平齒、直齒或沿運動方向彎曲的齒。為了保證梳梳能自己進行清理工作，齒半徑與工作面曲線的切線夾角，應選用小於麻莖與鋼的摩擦角。梳梳上齒間的距離為 60~100 公厘。滾筒是作同步旋轉。兩個滾筒的梳梳同時進入麻莖層，每一對相遇的齒在通過麻莖層時，彼此之間的空隙為 4~5 公厘，這樣才能破裂麻穗頭。

梳梳作擺動運動的梳麻機構 (圖 13)，具有三個梳梳，固定在連桿上，與曲拐軸及導桿相連接。梳梳劃成橢圓形的軌跡並與壓緊輸送器有各種距離。齒的節距是逐漸減少 (沿壓緊輸送器的運動方向)。這樣就保證了梳刷麻穗頭的連續性。

梳梳作平移-圓周運動的梳麻機構 用於 ЛК7 亞麻聯合收穫機上。滾筒 (圖 14) 具有四個梳梳，活動地安裝在圓盤 1 及 2 上。並用導桿 3 與導向圓盤 5 的銷 4 相連接。圓盤 5 保持了梳梳的固定方向。齒是安在梳梳上並逐漸減少其節距，滾筒軸的安裝與水平線成 20° 的角。這樣就保證了梳麻的連續性。

梳麻機構的主要參數

梳梳進入麻莖層的一點與離開麻莖層的一點之間的距離 α ，即是梳麻機構梳麻的範圍。 α 的距離應該大於或等於皮帶中或麻捆中亞麻穗頭分佈範圍的寬度

$$\alpha \geq \Delta_r + \Delta_k + f \quad (30)$$

式中 Δ_r ——麻穗頭範圍的寬度； Δ_k ——拔取機構中皮帶的延伸性； f ——表示壓緊輸送器中麻穗頭範圍的變動。梳麻範圍也同樣可由機構尺寸來確定：

對於作圓周運動的梳麻機構

$$\alpha = \sqrt{(2D - e) \cdot a} \quad (31)$$

對於作擺動運動的梳麻機構

$$\alpha = D \frac{L}{l} + q(k-1) \quad (32)$$

對於作平移-圓周運動的梳麻機構

$$\alpha = D \cos \alpha + B \sin \alpha \quad (33)$$

式中 D ——滾筒直徑或曲柄直徑； e ——梳麻齒的長度； L ——連桿帶齒的長度； l ——由曲拐軸到

至導桿的連桿部分長度； q ——梳梳隣近軌跡的位移； k ——梳梳數； α ——梳梳對壓緊輸送器中亞麻運動平面的傾斜角； B ——梳梳寬度。

壓緊輸送器與梳麻範圍間的空間寬度，對於第二及第三類型的梳麻機構不應少於 50 公厘。對於作圓周運動的梳麻機構，寬度應較下值為大，

$$b = \frac{D - \alpha}{2}$$

梳麻器梳刷亞麻帶層之次數 m 計算如下：

a) 對於作圓周運動及擺動運動的梳梳機構

$$m = \frac{n k B}{60 v_{\phi}} \quad (34)$$

b) 對於作平移-圓周運動的梳梳機構

$$m = \frac{n k B \cos \alpha}{60 v_{\phi}} \quad (35)$$

式中 n ——滾筒 (梳梳) 軸每分鐘的旋轉數； v_{ϕ} ——壓緊輸送器的速度 (公尺/秒)。

被梳刷的麻帶層的密度

$$\delta = \frac{q_t}{v_{\phi}} = \frac{q_t s v_m}{v_{\phi}} \quad 1 \text{ 公尺上的莖桿} \quad (36)$$

式中 q_t ——麻莖一秒鐘的喂進量； s ——一平方公尺地面上麻莖的數量 (麻莖直立密度)； s 及 v_m ——機器工作幅寬度及速度。

所有梳梳同時梳刷麻莖的數量

$$q_B = \delta B \cos \alpha \quad (37)$$

梳梳每一行程梳刷的麻莖數量

$$q_m = \delta \frac{B \cos \alpha}{m} \quad (38)$$

梳梳在梳麻時每行程所需的功 W ，及梳梳發生最大的力 $P_{\max}$

$$W = 0.001 q_m W_1 \quad (39)$$

$$P_{\max} = 0.001 q_m P_m \quad (40)$$

式中 W_1 ——全部的功； P_m —— m 個梳梳同時作用於莖桿，其密度為 δm ，且同時梳刷一千根麻莖時所需最大力量。

當梳梳每一行程的喂進量為 q_m 時，梳麻滾筒梳刷麻莖所需要的功 N_{ϕ} ，

$$N_{\phi} = \frac{n k W}{60 \times 75} \text{ 馬力} \quad (41)$$

圖 15 表示是在實驗室的條件下，利用梳麻測力計所得的 W_1 及 P_m 值。實曲線是表示當梳梳每一行程即通過梳麻層的全寬所需要的功率。虛曲線表示在工作過程中從梳刷麻莖頂部開始，連續梳刷時所需要的功率。

利用刮板及帶彈簧葉片的逐莖輪來清潔梳梳。選

擇逐莖輪的旋轉數時，應考慮到梯梳每一行程中，逐莖輪要有 2~3 葉片作用於其上。逐莖輪所需要的功率大約等於 0.75 馬力。

輸送器 JT7 機器及 JK7 亞麻聯合收穫機的輸送器，為垂直橫向皮帶-針形輸送器。它有三根輸送帶。每一輸送帶(圖16)都纏繞在一主動皮帶輪 α ，一被動皮帶輪 β 及滾輪 δ 上。為了防止損壞麻莖，選擇主動皮帶輪及滾輪的位置時，應使 $\alpha > 2\varphi$ ，這裏的 φ 為麻莖與金屬的摩擦係數。

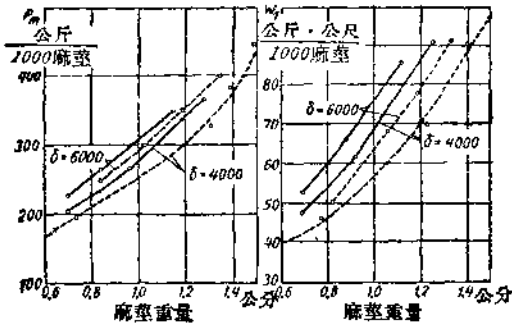


圖15 梳刷麻莖頭的能量指標。

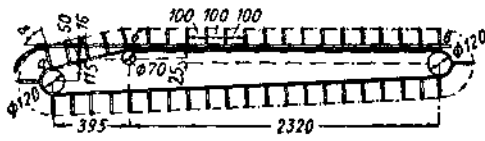


圖16 亞麻拔取機JT7皮帶-針形輸送器。

下輸送帶的針是清理輸送器平台用。上輸送帶的位置要比拔取器的頂點高，高出數值：

$$z = \frac{l_{\max}}{2} - H_{\max} \quad (42)$$

式中 $l_{\max}$ ——麻莖的最大長度(參看本章第1頁)；
 $H_{\max} = 250 \sim 350$ 公厘。

鋪麻機輸送器皮帶的速度在 k_T 值在 1.4~1.6 之間時，等於 $v_T = k_T v_{m0}$ 。

皮帶-針形輸送器需要的功率，每一公尺工作幅為 0.5~0.7 馬力。

壓緊輸送器有三種類型：具有圓弧形軌道的皮帶-圓盤式輸送器(圖17)，具有彎曲形軌道(按ВНИИЛ-Д機器的拔取器[圖6])的皮帶-滾輪輸送器及鏈-槽式輸送器。

皮帶-圓盤式輸送器用於 JK7 亞麻聯合收穫機上。這種輸送器有皮帶 2 固定在圓盤上，另一皮帶 5 繞在兩拉緊滾輪及兩皮帶輪(即主動皮帶輪 3 及被動皮帶輪 4)上。兩皮帶輪是安裝在擺動叉子上。麻莖在皮帶間的夾緊度在皮帶全長範圍內是一致的。當輸送帶

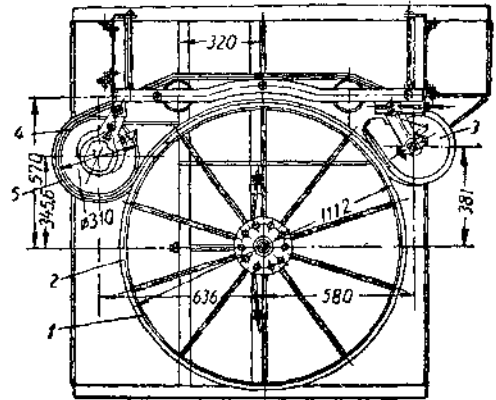


圖17 皮帶-圓盤式緊緊輸送器：

- 1—圓盤；2—圓盤上的皮帶；3—主動皮帶輪；
4—被動皮帶輪；5—主動皮帶。

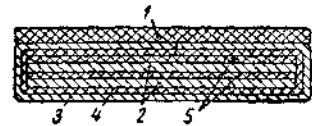


圖18 拔取皮帶的斷面：

- 1—膠帶；2—中心的棉布；3—包封棉布；
4—包封的墊物；5—中心棉布墊物。

速度 $v_d = 1.5$ 公尺/秒及麻莖密度 $\delta = 5000$ 根/公尺時，輸送器所需要的功率為 1.0~1.5 馬力。

皮帶-滾輪式輸送器，可以利用來輸送麻莖，也可以利用來輸送麻捆。它需要的能量比其他的輸送器大約多一半到一倍。

鏈-槽式輸送器利用來輸送麻捆。它具有帶壓緊裝置的專門鍊條。壓緊裝置是由溝槽及鎖緊叉構成。

壓緊輸送器及拔取機構的圓形皮帶的斷面如圖18及19所示。皮帶的主要部分是由數層棉布做成，並由中芯線及包封層構成。皮帶的外表面是平面的或紋面的軟膠層。製作皮帶的棉布是一種特殊的綿布(線織及其他)。皮帶的表面是採用含有大量橡膠的膠皮製成的。

皮帶膠層的數目 n_l 由下面的公式求出

$$n_l = \frac{75 \Lambda_i c^{1/2}}{b v_l R_z (e^{\mu n} - 1)} \quad (43)$$

這時假設所有功率僅以一根皮帶傳動，那麼這拔取器中，當各種厚度時都能進行。估計到結構對皮帶延長值的限制，每公分墊片上的容許力 R_z 不應大於破壞負荷的 $1/10$ 。福爾得若(Фолдзон)棉布的破壞負荷為 25 公斤/公分。

用於亞麻聯合收穫機中運輸脫出物的帆布板條式輸送器與水平面安裝成 36° 角度。帆布寬度為 580 公厘。板條的斷面為 22×15 公厘；板條間的距離為 150 公厘；速度為 1.8 公尺/秒；輸送器的生產率，帆布每一公尺寬度每秒為 2 公斤；需要功率大約 0.2 馬力。

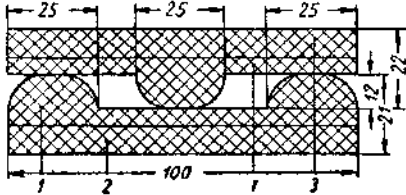


圖19 壓緊輸送器皮帶斷面：

1—膠皮層；2—四層棉布；3—六層棉布。

打捆機構 麻捆的直徑 D ，根據農業技術的要求，在露浸法的地區為 10~12 公分，在水浸法的地區為 15~18 公分。梳刷後的新鮮麻莖捆的直徑 15~18 公分。一平方公尺地面上所收穫的麻捆數為

$$m = \frac{q_f \alpha^2}{\gamma_{cn} D^2}, \quad (44)$$

式中 q_f ——一平方公尺上亞麻莖桿的數量； α ——麻莖的直徑； γ_{cn} ——麻捆斷面的充實係數，大約等於 0.6。

機器一秒鐘的生產率 M (以麻捆的數量計)

$$M = mv_m S_0. \quad (45)$$

麻捆形成及打結的時間 t

$$t = \frac{\gamma_{cn} D^2}{v_m S q_f \alpha^2} \text{秒}。 \quad (46)$$

如打捆所消耗的時間為 kt 時，則打捆器軸的旋轉數 n_g 為

$$n_g = \frac{60}{kt}。 \quad (47)$$

n_g 的增加後，促成零件磨損的慣性力也增加，繩子的速度增快，就要增多繩子的破斷次數。經試驗研究確定出打捆機構有可能在 $t \approx 1.0 \sim 1.2$ 秒及 $k \approx 0.5 \sim 0.6$ ，結好一捆梳刷後的麻莖。沒有梳刷的麻莖，在上

述條件下，結好麻捆也是可能的。但是由於捆好的麻捆彼此不能分開，實際上也就沒有採用。要分開麻捆就必須減少機構的生產率。即是 t 為 3~4 秒及 k 為 0.2~0.3，才可能很好地完成未梳刷過的麻莖的打捆工作。僅在幅寬度為 0.8~1.0 公尺的機器上採用。梳刷過的麻莖的打捆是在工作幅寬為 2.66 公尺的亞麻聯合收穫機上採用。

當生產率每秒一捆時，打捆機構空轉所消耗的功率為 0.2~0.3 馬力，有效功率大約為 2 馬力。

當打捆直徑 $D = 15$ 公分時，1000 捆的麻繩消耗為 1.6~2.0 公斤，其中打結子佔 25%。

牽引阻力及所需功率

亞麻拔取機能量消耗應該相當於拖拉機的牽引功率。

當概略計算時，可根據機器的比例重量 G (表 1)，計算出牽引阻力：

$$P_m = fGS,$$

式中 f ——牽引係數，亞麻拔取機為 0.2~0.3，亞麻聯合收穫機為 0.3~0.35； S ——工作幅寬度 (公尺)。

為了能得到更精確的結果，機器的牽引阻力應按下面公式計算

$$P_m = P_1 + P_2 + \frac{m(P_1 a + P_2 b)}{A} + P_x, \quad (48)$$

式中 P_1 及 P_2 ——輪子的滾動阻力，按格蘭烏阿聶 (Грануане) 的公式求之； P_x ——機器的側阻力，按公式 (16) 計算； A ——從牽引點到輪軸中心的距離； a 及 b ——從牽引點到輪子中間平面的距離； $m \approx 0.4 \sim 0.6$ 實驗係數，指牽引點對阻力中心具有很大側向位移的機器。

自由關節軸上的單位功率 N_m ，對亞麻拔取器為 2.8~3.2 馬力/每公尺工作幅；對亞麻聯合收穫機為 5~8 馬力/每公尺工作幅。

大麻收穫機械

大麻的物理機械性質

收穫大麻是用特製的機器及穀物割捆機。

對於大麻收穫機器的工作具有意義的大麻物理機械性質的資料見表 4。

大麻收穫機的類型

大麻收穫機可分為：大麻割捆機、帶木翻輪及無木翻輪的大麻割捆機、大麻拾起器，這些機器的特性見表 5。

大麻割捆機 KP-2.7 有切割機構，木翻輪，帶有

表4 大麻主要物理機械性質

指 標	大 麻 種 類		
	中興選 斯大麻	南 方 大 麻	已 熟 未 熟
濕度:			
麻莖濕度(%)	60~70	55~60	55~70
花序濕度(%)	65~70	60~65	65~70
濕麻收穫量(公担/公頃)	30~170	30~120	70~320
濕麻平均收穫量 (公担/公頃)	50~150	55~75	160~250
麻莖長度(公分)	40~190	100~350	50~350
麻莖平均長度(公分)	90~130	150~250	160~220
麻莖的直徑(公厘)	1~15	5~25	2~25
麻莖的平均直徑(公厘)	4~6	10~12	7~9
麻莖的計算直徑(公厘)	5	11	8
重心離地面的高度%			
(對麻莖長度的比例)	50~70	45~50	45~50
一平方公尺上直立麻莖 密度	20~500	5~40	20~300
一平方公尺上直立麻莖 平均密度	100~200	12~20	90~150
麻莖與鋼摩擦係數	0.5~0.6	0.5~0.6	0.5~0.6
麻莖與木材摩擦係數	0.5~0.6	0.5~0.6	0.5~0.6
麻莖與膠皮摩擦係數	0.6~0.7	0.6~0.7	0.6~0.7
麻莖與帆布摩擦係數	0.5~0.6	0.5~0.9	0.5~0.9

表5 大麻收穫機械的特性

機 器 的 牌 號	寬 度 (公 厘)	高 度 (公 厘)	重 量 (公 斤)	拖 拉 機 的 需 要 功 率 (馬 力)		
				在 樹 鉤 上	在 自 由 開 節 軸 上	總 的
大 麻 割 捆 機						
KP-2.7	2.7	1.2	1380	3.0~6.5	5.0~7.0	8.0~12.0
大 麻 割 捆 機						
KC-2.0	2.0	0.9	—	2.5~6.0	5.5~8.0	8.0~14.0
KC-2.7	2.7	1.2	1400	3.0~6.5	6.0~9.0	9.0~15.0
ВНИКО	2.0	0.9	1538	3.5~8.0	—	—
KC-2.3	2.3	1.0	1400	—	—	8.0~12.0

寬 1110 公厘的水平式帆布帶输送机、由兩層帆布帶(上帶寬 1252 公厘及下帶寬 1312 公厘)組成的升降器、附加的鏈板输送机及攤麻機構。切割了的麻莖由输送机送至攤麻機構,然後攤麻機構將麻莖轉 90°,並將麻莖拋在地面上,成為帶形。

大麻割捆機 KC-2.7 像大麻割機 KP 2.7 一樣,有切割機構、輸送器、升運器及木翻輪,但是這種機器安裝有打捆機代替了攤麻機構。麻莖被機器割下後,用草繩打成捆。

大麻割捆機 KC-2.3 與大麻割捆機 KC-2.7 的區別,是減少了切割機構的工作幅寬,有較寬的收穫台及增加了提升高度的單支架木翻輪。這樣機器適合於收穫高達 3.5 公尺的大麻。

大麻割捆機 ВНИКО 與上述的機器有很大的區別,而與亞麻拔取機 ВНИЛ-Д (圖 6)有許多共同的地方。切割機構是懸掛在六組皮帶滾輪的壓緊輸送器下,輸送器與水平成 40° 的角度。皮帶的速度為 $v = 1.75$ 公尺/秒。在輸送器皮帶滾輪組的後面有鈍攤器。在輸送器組的下面有野草攔攔器,後面為四根帶子的橫向皮帶-針形輸送器及打捆機構。

大麻收穫機的工作部分

切割機構 大麻收穫機的切割機構應能切斷具有反抗性質的大麻莖幹及韌皮。因此對於切割機構,不管是在切割質量方面或強度方面,都提出了很高的要求。

當計算大麻收穫機的切割機構時,不僅要估計到慣性力對割刀的負荷,而且要估計到麻莖在橫向彎曲,及切割時麻莖反應力對割刀的負荷(麻莖的縱向彎曲是由護刃器尖端引起的,在計算機器牽引阻力時要考慮到)。KP-2.7 及 KC-2.7 機器的切割機構(圖 20)有位置低的護刃器及帶有兩條刀桿的割刀。切割平面與收割台平面成 10° 角,這樣在工作位置時就能進行水平切割。切割機構具有下列的特性:曲柄的每分鐘旋轉數 $n \approx 281$, 割刀行程 $S_0 = 2r = 2r_0 = 152.4$ 公厘[5], 曲柄的半徑 $r = 75.0$ 公厘,連桿的長度為 650 公厘,曲柄-連桿機構的偏距 129 公厘,活動刀片與固定刀片工作部分的尺寸如圖 21 上表示。

而柄旋轉數的選擇決定於切割的速度,切割速度應不少於 1.5 公尺/秒。這個速度係產生在第二護刃器切割尖端,並按下面公式求得:

$$v = \omega R \sqrt{1 + \left(\frac{x}{R}\right)^2}, \quad (49)$$

式中

$$x = r_0 - \frac{a_1 + b_1}{2}.$$

在大麻收穫機器中採用了割草機型的切割機構,能保證刀刃間切割大麻韌皮所需要最小間隙,採用雙行程的割刀證明,其所施的慣性力在同樣的最小切割速度及質量下,比較單行程割刀少 20~25%。

的工作可用梯形面積來表示，梯形的下邊等於總作用力的行程，而上邊小於 1~2 的麻莖直徑。

曲線 P_{μ} 及 P_s 的最大值給出計算零件強度時的力量。

切割機構需要的功率

$$N = \frac{\pi L}{30 \times 75}, \quad (53)$$

式中 L —— 曲線 P_{μ} 在橫座標以上的面積。

木翻輪 大麻收穫機木翻輪位置的調節極限，應該保證木翻輪對高達 1~3 公尺的麻莖必須能起作用。當木翻輪的調節高度最適合時，木翻輪應在絕對速度在垂直方向時進入麻莖中，並保證壓在被切斷麻莖的重心之上部。由於大麻莖幹高度的相差很大，如要保證木翻輪在最適合的位置上工作，即要求有極大的調節範圍，這在結構上是很難作到的。因此在計算升降機構時，放棄了上述的原則，而按下面具有修正係數 α 的公式，來計算木翻輪板對於長莖桿及短莖桿作用點的高低。

$$l = R \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right) (1 \pm \alpha); \quad (54)$$

式中 $\alpha = 0.2 \sim 0.4$; $\lambda = \frac{u}{v}$; u —— 木翻輪的圓周速度; v —— 機器的速度。

根據上述公式，木翻輪軸心極限位置的高度可由下面公式求得：

$$H_{\max} = l_{\max} - h + \frac{R}{\lambda} (1 + \alpha - \lambda \alpha); \quad (55)$$

$$H_{\min} = l_{\min} - h + \frac{R}{\lambda} (1 - \alpha + \lambda \alpha), \quad (56)$$

式中 h —— 切割高度; L —— 麻莖直立的高度; R —— 木翻輪的半徑。

表 6 列出，當 $h = 80$ 公厘及 $\alpha = 0.4$ 時，現有大麻收穫機木翻輪的參數。

表 6 大麻收穫機木翻輪的參數

機器的牌號	木翻輪支架數	木翻輪直徑(公厘)	木翻輪速度(公尺/分)	木翻輪安裝的高度(公厘)		機器能收穫的麻莖直立高度(公厘)	
				最大	最小	最大	最小
KP-2.7	2	1000	3.2	1650	2550	1100	2450
KC-2.7	2	1200	3.3	1750	2650	1060	2550
ЖБК-2.3	1	1200	3.3	1600	3400	910	3300

當設計木翻輪升降機構時，須規定木翻輪對麻莖有很大的效用係數 η ，同時估計麻莖的壓縮係數為 μ

$= 0.2 \sim 0.3$ 。這時，木翻輪的軸應安裝在切割機構之上並向後移動 α 值。 α 值是用圖表方法求得——即當低麻莖 $L = 1$ 公尺時，由木翻輪板運動所成的擺線而定。變化 α 及 λ 值，以求減少 b 。

當木翻輪軸位置於切割機構上方時，效用係數 η ，木翻輪上每一塊板所攫取的麻行寬度 x ，及麻行向後倒的值 Δ ，均由下面公式求得：

$$\eta = \frac{z}{\left(1 - \frac{\mu}{\lambda}\right) 2\pi} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right); \quad (57)$$

$$x = \frac{2\pi R}{z\lambda}, \quad (58)$$

式中 z —— 木翻輪板的數目；

$$\Delta = \frac{R}{\lambda} \left(\arcsin \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right). \quad (59)$$

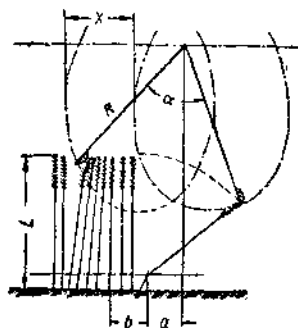


圖 22 木翻輪軸位置的確定。

當設計木翻輪時，應求出 λ 為各種數值時的 η ， x 及 Δ ，並用曲線來表示所得的關係。 λ 可以根據拖拉機各種速度及木翻輪板的速度來選擇。

打捆機構 麻捆的直徑，根據農業技術的要求，應在 18~20 公分的範圍內。麻捆最好是用兩根草帶捆結，但是現有的大麻收穫機的打捆機構僅用一根草繩捆結。大麻收穫機打捆機構的構造同亞麻聯合收穫機一樣。

由於大麻的莖桿較長，捆成大麻捆需要很多時間，因此 t 值對於中俄羅斯大麻不少於 1.4~1.8，成熟的大麻需 3.0~4.0，相應的 k 值不大於 0.3~0.5， $\gamma_{\text{сн}}$ 值等於 0.6。

打捆機構的能量消耗，根據實驗室的資料 [1]：空轉時打捆為 0.120~0.154 馬力(平均 0.143 馬力)，所有機構為 0.324 馬力；形成麻捆為 0.950 馬力；結好麻捆並拋出為 1.6~1.8 馬力。

輸送器 在大麻收穫機 [2] 中採用的輸送器有：a) 三種類型的帆布板條式輸送器，即帆布帶水平輸送

器, 雙布帶傾斜輸送器及徑向輸送器; 6) 緊壓的, 皮帶滾輪的, 分組的輸送器; 7) 皮帶-針形輸送器; 8) 鏈指式輸送器(作為皮帶板條式輸送器的輔助輸送器)。輸送器將麻莖按垂直於麻莖中心線的方向, 像連續不斷的帶子一樣運去。輸送器每秒鐘的生產率及速度按下面公式求得:

$$q_t = q_j s v_m; \quad (60)$$

$$v_t = \frac{q_t s v_m \pi d^2}{4 \gamma_T h}, \quad (61)$$

式中 q_j ——直立麻莖的密度; s ——機器工作幅寬; v_m ——機器速度; h ——輸送器上麻莖層的厚度; γ_T ——麻莖層的充實係數; d ——麻莖直徑。

計算輸送器的實驗資料見表 7。

分組的皮帶-滾輪輸送器的皮帶速度按亞麻拔取器的公式計算, 各值的選擇應使皮帶絕對速度的方向當機器的工作速度在已定範圍內時, 離垂直線向後傾斜的角度為 $\gamma_a \approx 5^\circ$ 。

表 7 計算大麻收穫機器輸送器的資料

輸 送 器	速度 公尺/秒	工作幅寬 公尺	麻莖層 的充實 係數
帆布板條水平輸送器	1.48	50	0.2~0.3
雙帆布帶傾斜輸送器(升運器)	1.42	40	0.3~0.4
徑向輸送器(沿輸送器的內邊)	0.46	60	0.4~0.6
皮帶-針形輸送器	1.32	50	0.2~0.3
一組工作幅為 0.3 公尺的皮帶-滾輪緊壓輸送器	1.75	2	0.1~0.2

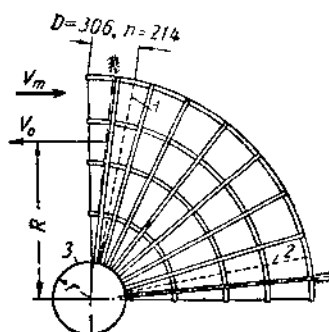


圖 23 大麻收穫機的徑向輸送器。

徑向輸送器(攤麻機構)為四分之一圓形(圖 23)。具有板條及平面銷的帆布套在兩個圓錐滾筒 1 及 2 上。滾筒軸的位置在水平面上。當運動時帆布的內邊支撐在雙重滾筒 3 上, 大麻莖被輸送器的上邊從一邊帶到另一邊, 再從這一邊拋在地上。這時麻莖的所有各點形成圓弧軌跡。帆布上麻莖重心位置各點的速度應等於或大於機器的前進速度。為了使麻莖不因離心力而從帆布上作徑向移動, 速度的最大值可由下面不等式確定:

$$m \omega^2 R \leq G \mu, \quad (62)$$

式中 $m = \frac{G}{g}$ ——麻莖的質量; ω ——麻莖的角速度; R ——麻莖重心運動軌跡的半徑; μ ——麻莖與帆布的摩擦係數。

輸送器與麻莖重心相應的各點的最大速度

$$v_0 \leq \sqrt{10 \mu R}. \quad (63)$$

麻莖重心圓弧軌跡半徑 $R = r + (0.5 + 0.7) l$, 式中 r ——滾筒半徑及 l ——麻莖長度。

棉花收穫機

棉花收穫機的類型

棉花收穫機可以分為: 從開裂棉鈴中收穫籽棉的, 及收穫未開裂棉鈴的(乾透了, 但未開裂的棉鈴), 還有淨棉機(從雜物中分離出籽棉)。

收穫籽棉用的機器

從開裂的棉鈴中收穫籽棉的機器, 可再分為紡錠式棉花收穫機及轉柱式棉花收穫機。

紡錠式棉花收穫機

圖 24~36 表示為一般功用的紡錠式棉花收穫機, 圖 37~40 表示為一般功用的轉柱式棉花收穫機, 圖 41~43 表示為一般功用的淨棉機。

3——機器的工作室, 4——從紡錠上分離籽棉的機構, 5——棉花喂入室, 6——紡錠潮濕機構。

圖 24~36 所表示的全部機器的收穫過程是相似的, 機器按箭頭指示的方向沿棉行移動。當棉行進入工作室 3 時, 從四面被緊緊夾住。旋轉很快的紡錠 1 進入工作室後, 紡錠端的相對速度應該等於零或近於零, 以避免損壞棉花。紡錠當在工作室中, 而同時也在棉叢中時, 紡錠就與開裂棉鈴中的籽棉接觸。將籽棉纖維纏繞在自身上, 並從棉鈴中帶出。紡錠進一步通過專門機構 4, 從紡錠上取下籽棉, 將其送到喂入室 5, 然後送入儲容室。紡錠在重新進入工作室之前, 要經過潮濕紡錠表面的裝置 6 使之潮濕, 這不僅能提高紡錠的活動能力, 並且能幫助溶解及洗淨紡錠上的植物渣滓。

紡錠以水平的或垂直的位置排列在機器上，紡錠是藉助斜齒輪或蝸桿齒輪由一總軸傳動，或每一紡錠分別利用齒條及齒輪來傳動。在第一種情況下，所有的紡錠都固定在特製的圓盤上（滾筒式機器）；在第二種情況下，紡錠安裝在兩平行的圓形鏈條上（鏈條式

機器）。

在工作時，紡錠從一面或從兩面進入棉叢中。當紡錠從兩面進入棉叢中時，機器的兩邊分別獨立工作（圖37a）或彼此配合起來工作，一邊的紡錠排列在另一邊紡錠之間（圖37d），這樣，機器就可以分為紡錠相錯配

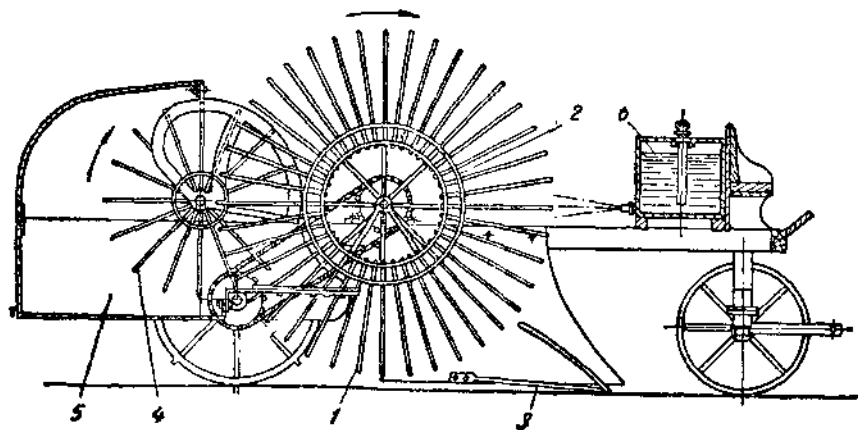


圖24 紡錠為輻射方向的單面垂直紡錠滾筒。

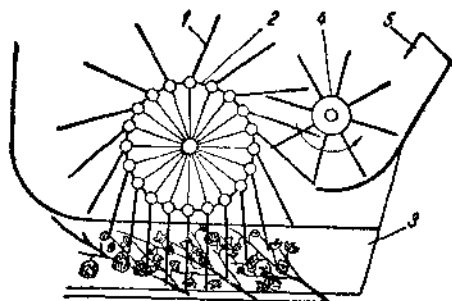


圖25 紡錠為制定方向的單面垂直紡錠滾筒。

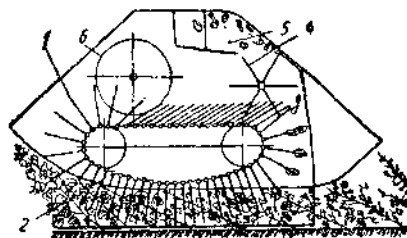


圖26 紡錠為輻射方向的單面垂直紡錠鏈條。

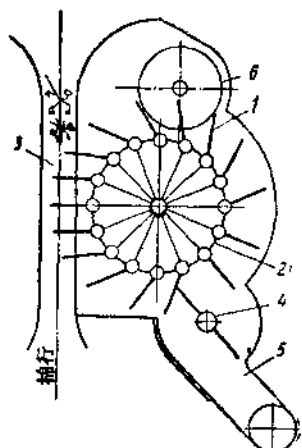


圖27 紡錠為制定方向的單面水平紡錠滾筒。

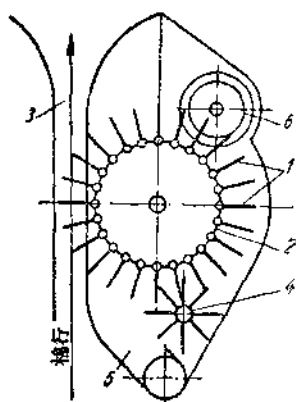


圖28 紡錠為輻射方向的單面水平紡錠滾筒。

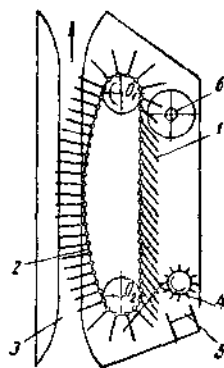


圖29 紡錠為輻射方向的單面水平紡錠鏈條。