

高等学校教学用书

紡机设计原理

(增訂譯本)

B. H. 阿諾索夫等著

紡織工業部机械局翻譯組
华东紡織工業學院 合譯

紡織工業出版社

高等學校教學用書

紡機設計原理

(增訂譯本)

B. H. 阿諾索夫等著

紡織工業部機械局翻譯組
華東紡織工學院合譯

紡織工業出版社

ОСНОВЫ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ПРЯДИЛЬНЫХ МАШИН
В. Н. АНОСОВ, И ДР.
ГИЗЛЕГПРОМ • 1946

紡 机 設 計 原 理

(增訂譯本)

В. Н. 阿諾索夫等著
紡織工業部機械局翻譯組 合譯
華東紡織工學院

*

紡織工業出版社出版
(北京東長安街紡織工業部內)
北京市書刊出版業營業許可證出字第16號

商務印書館上海印刷廠排版
五十年代印刷廠印刷 • 新華書店發行

*

850×1168^{1/32} 開本 • 13^{7/16} 印張 • 270 千字
1958年6月初版
1958年6月北京第1次印刷 • 印數1~1050
定價(10) 2元

目 录

譯 序	(6)
原 序	(7)
第一篇 开展、清淨及梳理机器	(11)
第一章 开棉—清棉机	(11)
1. 开棉—清棉机的設計特点	(11)
2. 豪猪式开棉机中和清棉机中的豪猪錫林	(12)
3. 翼片打手	(16)
4. 塵格	(19)
5. 压輥	(28)
6. 齿杆掣动机構	(36)
7. 棉倉(棉箱)設計	(40)
第二章 梳梳机	(50)
1. 引言	(50)
2. 梳梳机的構造及其主要机構工作的配合	(53)
3. 按已知梳理条件进行梳理机構的运动学設計	(57)
4. 梳理力及其实驗測定	(67)
5. 升降架的計算与計算	(70)
6. 升降架的平衡	(73)
7. 頂軸的計算	(74)
8. 凸輪和搖臂的計算	(79)
9. 針帘的計算	(82)
10. 差动机構的力的計算	(84)
11. 夾麻器橫动机構的运动学設計	(88)
12. 夾麻器橫动机構的計算	(92)
13. 自动机構移动器的研究和計算	(96)
14. 自动机構的扳手机構	(98)
15. 机器运转的功率消耗	(99)
16. 長纖維材料梳理机器在研究和改造方面的基本方向	(103)
第三章 粗梳机(鋼絲車)	(105)
1. 粗梳机各主要部分的設計驗算方法	(105)
2. 粗梳机錫林的强度計算	(108)
3. 錫林的平衡	(115)

4. 粗梳机的道夫斩刀	(117)
5. 皮带分条器(搓条器)	(128)
第四章 精梳机	(137)
1. 引言	(137)
2. 纳斯密士精梳机(旧型)的周期分析图	(138)
3. 纳斯密士精梳机钳轴的主动机构	(140)
4. 旧型纳斯密士精梳机的钳持与顶梳机构	(143)
5. 新型纳斯密士精梳机的钳持机构	(157)
6. 海捷灵顿工厂纳斯密士精梳机分离罗拉的偏心盘机构	(161)
7. 海捷灵顿工厂纳斯密士精梳机分离皮辊的机构	(169)
第二篇 前纺及后纺机器	(172)
引言	(172)
1. 纺纱过程概要	(172)
2. 纺机主要机构所需功率的确定	(173)
3. 前纺及后纺机器的功率消耗及其分布	(175)
第五章 前纺及后纺机器的牵伸机构	(188)
1. 牵伸副的牵伸过程、构造和加压	(188)
2. 加压装置的计算	(194)
3. 牵伸罗拉的计算及其结构	(198)
4. 前纺、后纺斜板梳理机构	(200)
5. 斜板的运动周期	(201)
6. 间距和上螺杆导程	(204)
7. 空程螺杆的导程	(205)
8. 斜板端部的断面	(205)
9. 斜板棒头的宽度	(207)
10. 下螺杆中的斜板	(209)
11. 螺杆的直径	(210)
12. 斜板的尺寸	(212)
13. 上下螺杆的轴心距	(214)
14. 滑轨的高度	(214)
15. 凸轮	(215)
16. 斜板的下降与上升	(221)
17. 斜板机构的运动学	(229)
18. 对斜板冲击时凸轮上压力的确定	(241)
19. 凸轮和斜板的磨损计算	(242)
20. 斜板的强度验算	(242)
21. 在斜板上升和下降时使凸轮通过螺杆螺纹中的条件的确定 ..	(243)

22. 确定構成上螺杆前端的尺寸	(250)
23. 上凸輪結構尺寸的确定	(257)
24. 下螺杆前端的計算	(258)
25. 下螺杆后端的計算	(264)
26. 上螺杆后端的計算	(266)
27. 下凸輪工作部分的厚度	(275)
28. 前后彈簧擋板以及針板运动周期的協調	(278)
29. “推进針棒”式機構的梳針运动的研究	(280)
第六章 前紡及后紡机器卷繞機構的設計	(282)
1. 卷繞过程的作用与要点	(282)
2. 粗紡机卷繞機構的設計	(284)
3. 粗紡机差动機構的計算	(293)
4. 粗紡机变速裝置的設計	(311)
5. 按照給出的桶狀卷繞側形来設計龙筋的运动規律	(324)
6. 麻紡精紡机卷繞機構的設計	(329)
7. 环錠精紡机卷繞機構的設計	(332)
8. 卷繞機構的动静力計算	(340)
第七章 粗紡机和麻紡精紡机的錠子与錠翼	(346)
1. 錠翼之概述与技术要求	(346)
2. 錠翼的强度計算	(348)
3. 錠翼彈性变形的确定	(358)
4. 錠翼永久变形及其極限轉速的确定	(372)
5. 工程师 H. Л. 茲伏品金型精紡机的鈹制悬式錠翼的計算	(375)
6. 振动的計算	(381)
7. 压堂的計算	(387)
8. 錠翼的气动阻力	(390)
9. 錠翼和錠子的試驗	(393)
第八章 环錠精紡机錠子	(396)
1. 滑动摩擦軸承式錠子	(396)
2. 滚动軸承式錠子	(401)
3. 生产上对于錠子結構的要求	(404)
4. 靠底式錠子振动的近似計算	(405)
5. 关于悬空錠胆式的錠子	(424)

譯 序

本書系根据苏联技术科学副博士 B. H. 阿諾索夫講師等所著“紡机設計原理”一書譯成，原書經苏联高等教育部审定作为大学紡織系的教科書。本書同样适用于我国高等紡織学校作为教材或教学参考之用，同时也可供紡織工業中从事工艺方面和机械制造方面的技術人員和研究工作者参考之用。

本書主要以棉紡及麻紡机为例闡述各主要紡机典型機構的設計原理和設計方法以及主要工作機構的結構計算。本書初版第一、二次印刷时，因急于供应我国設計部門及学校需要，先將棉紡部分翻譯出版(1955年6月)，現特將所剩麻紡部分——原書第二章及第五章一部分全部补譯增入，并將篇、章、圖、表等按照原書次序重行編排，俾使讀者得窺全豹。

全書共分二篇八章，其中原序、第一章、第二篇引言及第五章1~3节由紡織工業部机械局翻譯組董熔同志譯出，其余各章由华东紡織工学院下列同志分譯：魏大昌同志与严幼蕓同志譯第二章及第五章4~29节(即此次增訂部分)^①，胡企賢同志譯第三章及第七章，李宝桓同志与陈人哲同志譯第四章，赵明哉同志譯第六章，严灝景同志譯第八章。

本書曾由华东紡織工学院俄文教研組陈澄宇同志校对俄文翻譯上的問題，由陈人哲同志作最后审校并整理全部譯稿。

本書并由天津大学紡織系唐之偉同志及青島工学院紡織系陈明同志协助校稿。

限于譯者們的翻譯水平，譯文錯誤在所不免，望讀者們多多提出批評与修正意見，供我們参考修正。

^① 在翻譯此兩部分时曾参考丁士鐸、赵明哉、胡企賢等同志及华东紡織工学院机械系55年畢業的部分同学的譯稿。

原 序

本書适用于高等紡織學校，作为紡織系學生學習“紡織機械設計原理”課程時的一種主要指南。書中所收集的材料大部分是作者們過去未曾發表過的創始性著作；因此本書對於從事於紡織工藝以及從事於紡織機械方面的工業和科學機構工作人員同樣會有所助益。

所謂“機械設計”應將一切必要的設計工作包括在內，務使機械製造廠可以按照這樣制定的設計來進行機器或機構的樣品試造。因此，它應包括從制定設計任務書開始，一直到制成個別零件的工作圖樣為止的各個工作階段。

設計一種用來加工某種產品的新機器，其進行步驟可略如下述：

1. 設計任務書的制定 這里包括：確定該機器所需完成的工序要點和被加工產品的主要特性；確定該機器工作機件的速度條件及有效載荷；擬定工作機件（直接作用於加工產品的機件）的結構；定出機器所設計的生产能力；明確對於機器的附屬要求，如外型、製造機器所用材料、原動機的特性、大氣條件、特殊的運轉條件、自動化程度，以及產品主要規格的變動範圍等等。

這一階段工作的重要性是十分明顯的，因為在創造一新型機器時，所有次一步驟的工作都是要根據這一階段的工作結果而定。在這個開端的設計階段中，要得到具有高度質量的工作效果，只有依靠工藝人員與設計者的積極合作才有可能；即是一方面工藝人員要深切了解設計者的全部工作條件，另一方面，設計者同樣要很好地熟悉機器進行製造時所經過的各種工藝過程的基本概要。

2. 運動結構的擬定及各個機構工作之間的配合 在這階段中首先確定工作機構的運動性質及其相互位置；然後擬出從機器主軸到工作機件間的傳動機構簡圖；末了就借助於周期分析圖或配合圖，來取得工作機構所有運動在時間上的相互配合（當然，這是指在某種機構存在有周期性變化的運動參變數之時）。

機構綜合問題的確定，還不足以完全解決按從動機件已知運動參變數來設計機構的任何設計問題；因此這一階段的工作在很多場合下是帶有創造性的因素的。

但在現代條件下進行創造性工作，首先就必須對本生產部門和接近的生產部門都要有深入的和廣泛的學識。設計者在這一階段中工作的質量和成就，在很大的程度上是要看他們能否善于合理地利用機械制造實踐中豐富的經驗而定。

3. 各個機構的運動及動力計算 對所設計的機器或機構進行運動研究，其目的是檢查所取定的機構運動圖是否能適合於設計任務書所規定的條件，並可求得以後在動力或動靜力計算時所必需的資料。在紡織機械制造中的動力學問題有其特別重要的意義，因為在很多情況下機器生產率的提高是受動力學因素所限制的；此外，均衡問題和強度變形的計算問題也都與動力載荷大小的確定有很大程度的關聯。

4. 動靜力計算以及強度、變形和振動的計算 如果機件的應力和變形是該機件運動參變數（速度或加速度）的函數，那末機件載荷的計算及其斷面尺寸的決定就應該是交錯地進行的。必須是這樣，因為要得到如同在靜力計算時一樣的那種單程解法，在大多數情況下是有困難的，或甚至是不可能的。所以計算工作應按下列方法進行：初步擬定機件的材料和尺寸，並按必需的準確程度借動靜力計算方法來確定機件的載荷，然後再進行強度、變形和振動方面（視機件的工作條件而定）的驗算。這一運算過程以各種方式交錯進行，依次得到逐步的近似值，直到求得滿意的解答為止；即機件的工作條件符合於：在規定的使用年限內其所用材料達到了最大的利用程度。

5. 結構尺寸的確定及按機器部分裝配來排列各零件 按計算求得的各機件及其零件的尺寸和形狀，必須再根據下列條件予以進一步的確定：如鄰接零件的相互位置，零件的材料和其加工方法，以及裝配、看管、加油和修理等等條件。所以此時就必須將相互接近的零件排列起來，即使他們是屬於各個不同的機構的。為了便於這項

工作的完成,就將机器有条件地划分为各个部分装配,一面配合計算进行制圖設計:繪制部件总圖(部分装配圖)及个别零件的工作圖。

6. 完成設計 上述关于設計的工作大綱,当然未能將設計者工作的多方面性全部說明,而且在一定的程度上它們是有条件性的。按照机器的特种情形,各个工作阶段不論其內容或其順序都会变动。

在設計机器时为完成其各项工作所要用的方法和技巧,組成了“紡織机械設計原理”課程序論部分的內容。

但因沒有可能来講述所有紡紗生产用机器全部機構的設計方法,所以本書作者們在这里只限于研究各主要紡机典型機構的設計方法,而以棉紡和麻紡生产用机器作为主要研究对象。

我們的任务,一方面是要研究紡紗生产上所有基本过程(开清、梳理、牽伸、加拈与卷繞)中傳导工作机件运动的主要機構,另一方面則是要介紹那些在确定零件結構尺寸时为設計者們所必需要知道的各种各样的計算方法和解决途徑。

遵照着这些任务,我們就进行了機構的選擇和拟定了本書的編著計劃。編写次序按照着主要工艺过程的順序,而各章的講述方法与其材料的選擇,則是以完成前述任务的第二方面为指針。

第一章內除了开清棉机主要机件設計的計算与說明之外,对于联动方面的問題給予了很大的注意,这問題即使对于其他机器也是有着重要的意义的。

第二章內以一种屬於最复杂机器之一的櫛梳机为例,按照上述的設計工作綱要,來說明其主要機構(梳理機構、挾持器沿升降架的运动機構等)的設計方法。这里也詳細敘述动静力的計算方法以及强度和变形的計算方法。

第三章內主要是着重于运动問題的研究和分析、动力学計算的方法,以及迴轉运动物体(錫林)和往复运动物体(搓条機構)的均衡方法。

第四章內敘述精梳机主要機構的研究方法及其整个工作在一周期之間的相互配合,結束了本書的第一篇——关于开清机器及梳理

機器的設計原理。

本書第二篇的內容為敘述并條、粗紡及精紡等紡紗機器主要機構的設計方法和結構計算。這類機器機構的研究計算和設計方法是彼此相同的，因此本書在這第二篇內的敘述次序就與第一篇有所不同，所引材料並不按照紡紗生產過程的程序，而是改為按照在不同機器中取其同型機構來分類進行敘述的。在本書這一部分的引言中並按主要類型的機器引述了功率試驗的結果。

第五章內敘述牽伸機構的設計與計算方法，尤其著重於長纖維材料紡机上針板機構的設計方法。即以針板機構為例詳盡地說明了全部的設計計算，以至於各種零件所有尺寸的最後確定，在某些情況下，並直到制成工作圖樣為止。

第六章的內容為卷繞機構的設計，而且主要的是說明卷繞過程的運動分析。聯系到粗紡機卷繞機構的設計，就引入差動機構的計算以及在選擇該機構傳動比時的所有依據。

第七章和第八章對紡機的主要零件——錠子和錠翼，作了詳細的研究。特別注意於動力學問題，強度與變形問題；並闡述錠子和錠翼在振動方面的近似計算方法。

讀者能在本書的有关章節中找到各個別機構所需功率的資料及其他數字材料，這些數字材料在設計時是可以用作參考資料的。

本書是由技術科學副博士 B. H. 阿諾索夫講師主編，並由許多作者們集體寫成。B. H. 阿諾索夫寫成第二章、第三章的第 2 節、第二編的引言、第五章的第 1~4 節和第 29 節，第六章以及第七章的第 5 節；余如第一章由 A. A. 格磊茲洛夫工程師寫成；第五章第 5 到 28 節由 C. A. 格磊茲洛夫工程師寫成；第三章第 1、第 3 節和第七章第 7 節和第八章是由技術科學副博士 Ф. A. 卡利雅金講師寫成；第七章第 1 節、第 4 節以及第 6、8、9 各節均由 A. C. 波維茨基工程師寫成；第三章第 4 及第 5 節是由技術科學副博士 H. H. 契米索夫講師寫成。

作者們將非常感謝所有對他們著作的認真批評，並感激地接受一切指正。

第一篇

开展清淨及梳理机器

第一章 开棉—清棉机

1. 开棉—清棉机的設計特点

在現代的紡紗厂內开棉机与清棉机已联接成为如同一个整体在工作的“联合机”了。構成这“联合机”的每台机器完成着一定的任务。整套联合机的工作是否协调也就完全取决于構成联合机的全部机器的工作是否配合适宜。

由此可見，对每一台开棉机或清棉机必須看作不是隔絕的和孤立的个体，而須看作是統一系統——整套联合机——中的一个环节。因此在設計时对这种机器所提出的要求，也必須根据它在整套联合机系統中所完成的效能出發。

現在就来研究一下整套联合机的工作特性，以及这些特性对于構成該联合机的各台机器所提出的要求。

大家知道，單程清棉机的工作因落卷而有周期性的中断；因而从开棉机輸送到單程清棉机的原棉供应，显然也有周期性中断的必要。

棉卷——开棉—清棉联合机的最后产品——其均匀度决定于联合机（尤其是在終部机器）的每个截面上原棉供应的恒定程度如何。

單程清棉机通常安裝在清棉間，而开棉机則安裝在混棉間，混棉間和清棉間往往配置在不同的各層樓中，有时也配置在不同的工場間內。那末，怎样才能使得整个联合机的工作协调呢？

均匀的原棉供应是由各个机器生产率的正确配合，一系列控制原棉容量的机构，以及单独控制的餵給机构傳动裝置来保証的。

为此，餵給机构的傳动裝置要与工作机构的傳动裝置分开。为

了使安裝在不同工場間內的各个机器的餵給機構能經常協調地工作，所以要用与原棉容量調整機構联系在一起的單獨馬達來傳動餵給機構。这样就能得到周期的同时是均匀的給棉。

事实上由于后面④机器的停車或是由于其他緣故，因而引起联合机中某处原棉过剩时，原棉容量調整機構便將前面④机器上餵給裝置的馬達关掉，給棉就中止。当棉量不足时，該機構便开动前面机器上餵給部分的馬達，因而使給棉又重新开始。

整套联合机的生产率，确定于所有产品机器（即該联合机中的單程清棉机，一台到四台）生产率的总和。因此，开棉机的結構必須要具有能使生产率在上述广大範圍內調節的能力。

各机器因从屬於联合机，这無疑地就要影响到机器本身的外形和尺寸；很明显，它們必須严格地符合前后相接机器的外形和尺寸。

还应指出：各类机器的某些机件是同样的（例如給棉帘子的罗拉、軸承和給棉罗拉等）。因此，为了减低制造成本和便于使用起見（减少易損零件項目），这些机件应力求标准化。

最后，由于在开棉机上要大量地排出塵屑，所以机器的結構必須要使得塵屑有排出的可能。

2. 豪猪式开棉机中和清棉机中的豪猪錫林

在現代的联合机中常見到各种結構的豪猪錫林。爱利柴斯基工厂、霍华德·布罗和劳特·勃罗克斯·道克西各工厂的机器采用了由很多鑄鉄輪組成的錫林，每一輪上各有四个梳針打手（圖 1）。这种結構十分笨重，所以未获得推广。

劳特-勃罗克斯-道克西工厂的新型豪猪錫林，做成薄壁圓柱形的錫林形式，在它的表面固裝着成对的刀片——打片。采用最广的就是由許多鉚有鋼刀片（打片）的鋼盤所構成的豪猪錫林（圖 2）。

選擇豪猪錫林直徑时，要根据塵格的尺寸，根据錫林每分鐘平均

④④ 釋注：此处所謂“前”“后”，是按工艺过程的时间前后而言，不是指地位排列的前后。

轉數而計算的刀片尖端的圓周速度（击棉速度）的大小，以及機器的外廓尺寸。顯然，直徑大的豪豬錫林能够在每分鐘轉速很低的情況下達到所需的击棉速度，并可設計絕對尺寸大的塵格。

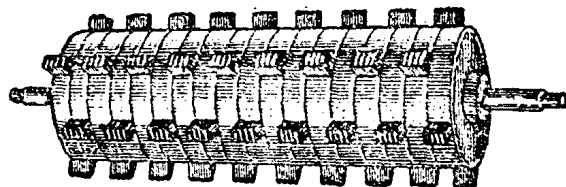


圖 1 豪豬錫林旧式結構

可是另一方面，塵格曲率半徑增大時，由于其曲率接近于零，原棉会有順着塵格溜過去的趨向，此外，直徑大的豪豬錫林使機器的外型尺寸增大，使看管复杂化并使成本增高。

多數工廠制造的豪豬式开棉機，其豪豬錫林的直徑為 610 公厘（24 英吋），制造大直徑錫林（914 公厘、1042 公厘）的仅是少数。制造代替清棉機翼片打手的豪豬錫林時，它的直徑應和翼片打手的直徑相等，即是 457 公厘（18 英吋）和 406 公厘（16 英吋）。

击棉速度（刀片尖端的圓周速度）決定着刀片對原棉作用的強度，也就影响着原棉的松解和廢棉的排出。把工業資料和研究院的資料對照一下，就可以得出結論：豪豬錫林在开棉機中最適當的击棉速度的變動範圍為 15~25 公尺/秒（第一個數字用于清潔的原棉，第二個數字用于雜質多的原棉）。

至于清棉機，是用来加工處理已經由开棉機松解過的原棉的，同時生產率較低，故其豪豬錫林圓周速度的變動範圍應如下：當塵格包圍着 $\frac{3}{4}$ 的錫林圓周時，為 12~13.5 公尺/秒；當塵格包圍着 $\frac{1}{4}$ 的錫林圓周時，則為 15~20 公尺/秒。

豪豬錫林的寬度決定于供給該機的棉層寬度，同樣亦可決定于給棉羅拉工作部分的長度：應比該長度長 12~15 公厘。

應這樣來確定錫林上的刀片數：如將這些刀片重合在一個平面上時，它們應能合成為一塊板條，相當于一個單翼打手那樣。

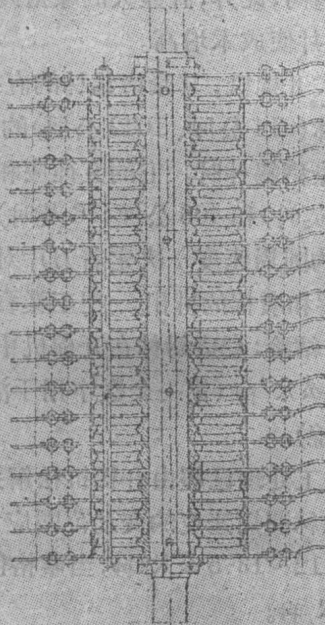
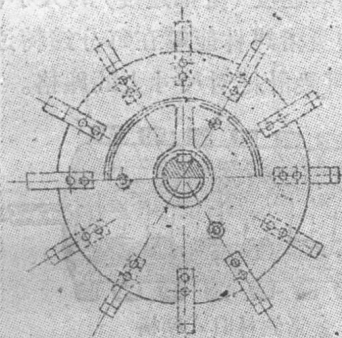


圖 2 勞特·勃羅克斯·道克西工廠的新型豪猪錫林

設 L_4 —給棉罗拉工作部分的長度；那末，按兩端刀片的外端面來計算的錫林長度為

$$L_6 = L_4 + 12。$$

以 S 表示刀片的寬度，就可得出錫林上的刀片數

$$n = \frac{L_6}{S}。$$

必須指出。這樣所計算出的是最少的刀片數，許多工廠（如蘇聯紡織機械局屬廠^①）將此數增加到一倍半，甚至增加到二倍（如維丁工廠製造的布克列依式錫林）。

根據結構的情況，決定圓盤上的刀片數為 m ，然後即可得出錫林上的圓盤數

$$K = \frac{n}{m} = \frac{L_6}{S \times m}。$$

刀片是用厚度為 5~7 公厘和寬度約 30 公厘的條鋼做成。大多數工廠所製造的機器，其豪豬錫林在每個圓盤上有 12 把刀片，在大直徑的錫林上（布克列依式型），一個圓盤上的刀片有 18 把。

刀片的工作尖端是按照一條或二條螺旋綫來排置的，其螺距等於以圓盤數去除錫林的寬度

$$n = \frac{L_6}{K}。$$

在紡織機械局屬廠所製造的直徑為 610 公厘用於豪豬式開棉機上的錫林，其圓盤上的刀片是被按置成單頭螺綫的。圖 3 甲為部分錫林和整個圓盤的展開圖。

這樣安置時，對某一棉叢區段的重複打擊，只有在錫林一轉，刀片又重新打來時才發生。在上述工廠中製造的直徑為 406 公厘的錫林上，刀片是按雙頭螺綫安裝的。潑拉脫工廠亦是根據這個原則來安裝直徑為 457 公厘的錫林上的刀片。按照雙頭螺綫來安裝刀片最為合理，因為，這樣就會使二倍於刀片寬度的棉叢區段能於錫林每轉

① 譯注：紡織機械工業總管理局所屬各廠。

內得到兩次打击,每次相隔半轉(參看圖3乙)。

豪猪錫林軸的強度計算可按其彎曲(由于錫林的重量、皮帶輪的重量及皮帶的拉力所引起)和扭轉來進行。對於把刀片固住在錫林圓周上的鉚釘則可根據刀片本身的離心力來計算。

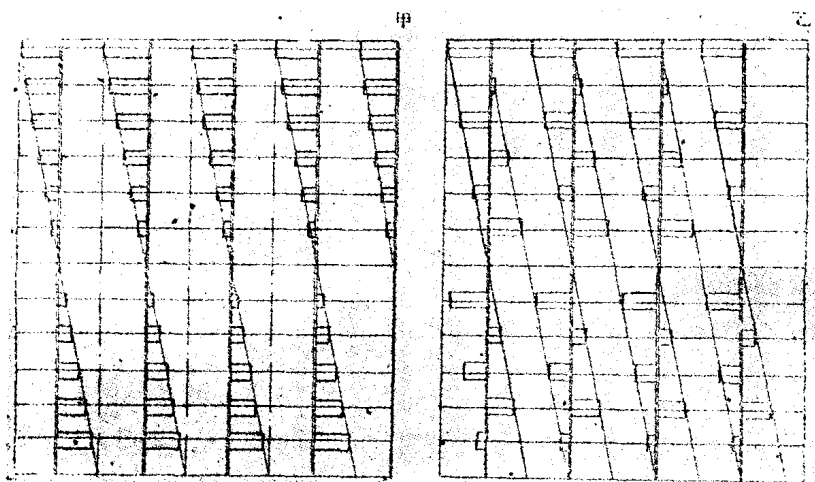


圖3 豪猪錫林和圓盤的展開圖

在設計豪猪錫林時,應使錫林軸的兩端對稱,當刀片的前方刀口(指運動前進方向而言)損壞時,就可把錫林翻轉 180° ,使刀片的另一個刀口進行工作。豪猪錫林必須經過靜平衡和動平衡,而且,平衡配重應固裝于錫林內部支撐輪的輪緣上。

錫林傳動皮帶輪的靜平衡是另行分開進行的。由于錫林刀片和剝棉刀之間有 $1.5\sim 2$ 公厘的隔距。所以在設計時必須注明制造錫林的精確度為:半徑(量到刀片角頂之處)公差等於1公厘。

3. 翼片打手

翼片打手有效載荷的大小和變化的規律,只有按機器動力試驗資料作近似計算來確定。漢頓給出了在擊棉時因克服有效阻力而