

蘇聯機器製造百科全書

第 八 卷

第二十章 軋鋼機輔助設備

第二十一章 軋鋼機械的電力驅動

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

蘇聯機器製造百科全書

第八卷

第二十章 軋鋼機輔助設備

第二十一章 軋鋼機械的電力驅動

依洛施尼可夫、庫尼茨基著

江苏工业学院图书馆
藏书章



機械工業出版社

1956

出版者的話

蘇聯機器製造百科全書第八卷系統地敘述了機器製造廠中鑄造設備、銲接設備、鍛壓設備以及黑色和有色金屬冶金方面所使用的軋壓設備等的構造。本卷中所載資料不僅說明設備構造，且在一定程度上供給機器製造工藝師許多設備的工藝特性資料，以作為編製工藝規程的參考。同時書中根據某種類型設備的特殊需要，電力驅動也和機器構造一併敘述。

全卷共二十一章，除第一章敘述機器的電力驅動，包括電力驅動方式電動機的功率及其需用的控制儀表等的選擇外，共分四部分。

第一部分包括第二章至第六章。敘述鑄造生產設備，其講述順序是按下列工藝程序進行的：型砂及混合砂的準備，砂型及泥心的製造，鑄件落砂及清理以及特殊鑄件應用的設備。

第二部分包括第七章至第九章。敘述主要型式的金屬銲接和氣體切割（氧氣）的各種設備。其中也包括了一些新創造的銲接方法的參考資料及設備。

第三部分包括第十章至第十六章。敘述各種類型的近代鍛壓設備的構造。如蒸汽空氣兩用錘、氣動及其他動力錘、水壓機、曲柄壓力機、滾捲機及剪切機等。同時也詳細敘述了鍛造機械的輔助設備。

第四部分包括第十七章至第二十一章。敘述拉絲及軋壓設備。包括了二十八種典型的軋鋼機、主要零件及機構的計算方法，以及輔助設備和與其相關的設備的資料。

本書是第二十、二十一章，屬於第四部分。主要講述軋鋼機輔助設備及軋鋼機械的電力驅動。書中不僅詳細地敘述了輔助設備的分類和各種軋鋼機械的電力驅動，同時還敘述了它們的結構特點。可供設計人員和技術人員等參考。

蘇聯‘Машиностроение энциклопедический справочник’ (Машгиз 1949 年第一版) 一書第八卷第二十章 (А. Н. Прошников 著) 第二十一章 (Н. П. Куницкий 著)

* * *

編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會

譯者：章歷中

No. 0730

1956 年 4 月第一版 1956 年 4 月第一版第一次印刷

787×1092 1/16 字數 231 千字 印張 8 0,001— 3,000 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第 008 號

定價 (8) 1.27 元

目次

第二十章 軋鋼機輔助設備

概論	1	鋼坯折斷機	48
輔助設備的分類	1	矯正機	49
輔助設備的工作條件	2	型鋼軋式矯正機	49
輔助設備的驅動	2	鋼板軋式矯正機	53
設計輔助設備的最新趨向	2	旋轉式矯正機	54
輔助設備的動力學	6	壓力矯正機	59
輔助設備驅動的運轉方式	6	拉伸矯正機	61
驅動的基本綜合運動方程式(31)	9	捲繞機械及彎曲機械	61
起動運轉方式驅動計算的基本步驟	10	型鋼捲繞機	61
誘導靜力矩的確定	10	鋼板捲繞機	63
誘導飛輪力矩的確定	13	張力捲繞機	64
選擇電動機型號及轉速	14	拉緊裝置	67
選擇減速箱傳動比	14	料頭固定器	67
電動機功率的選擇	15	展捲機	68
運動的解析積分方程式	15	摺疊機	68
運動方程式的圖解積分法(35)	17	剝板機	69
工作時間的校核	19	彎曲機	69
校核最大力矩	19	運輸機械及迴轉機械	71
校核電動機的發熱	19	軋道	71
計算的修正與定案	20	用於軸向移送軋件的其他機械	79
剪切用機械	21	用於橫向移送軋件的機械	84
平行刀片剪切機	21	用於升降軋件的機械	89
斜刀片剪切機	27	用於軸向旋轉軋件的機械	93
飛剪機	30	用於水平方向旋轉軋件的機械	96
圓盤式剪切機	41	用於垂直方向旋轉軋件的機械	96
鋸機	42	運輸薄板疊、鋼絲捲及薄板捲的機械	99
剪床	48	參考文獻	102

第二十一章 軋鋼機械的電力驅動

按照能耗曲線確定軋製的功	1	軋鋼機用輔助機械的電力驅動	9
不可逆式軋鋼機的電力驅動	1	軋鋼機用輔助機械的電力驅動的型式	9
不可逆式不調速軋鋼機的驅動	1	電動機容量和機械運轉時間的計算	10
有飛輪的軋鋼機的驅動	1	軋鋼機輔助機械用減速器變速比的選擇	11
在連軋時飛輪的飛輪力矩之確定	1	剪鋼機的電力驅動	12
在連軋時電動機均方根力矩之確定	4	飛剪機的電力驅動	14
在連軋輪而工作時電動機均方根力矩之確定	5	冷軋機的電力驅動	15
不可逆而可調速的軋鋼機的驅動	5	連續式冷軋機的電力驅動	15
可逆式軋鋼機的電力驅動	6	可逆式冷軋機的電力驅動	15
可逆式軋鋼電動機容量的計算和鋼材軋製時間的確定	6	參考文獻	17
控制線路圖	7	中俄名詞對照表	18

第二十章 軋鋼機輔助設備

概 論

近代軋鋼車間的工藝過程都建立在流水生產的原則上，其中與壓延金屬有關的全部輔助工序已完全機械化，而在個別的場合已達到自動化。

軋鋼機生產率的增長，不僅決定於增高軋製速度和縮短機器軋製時間，而主要的幾乎完全替代體力勞動及在工藝過程的各階段上減縮輔助時間。

軋鋼機的輔助設備，就其結構和運動而言與軋鋼機的主要設備大大地不同；輔助機械的總重量一般超過主要設備的重量 3~4 倍。

輔助設備結構及類型的多種多樣，說明在生產此種或彼種軋製截面型類中，軋鋼機品類的廣泛性及其工藝過程的特殊性能。工藝過程對機器結構的影響，有關增高型鋼斷面精度，壓延金屬質量以及外表面精整的要求特別重大。

輔助設備的分類

凡不直接在運轉的軋輥間參加使壓延金屬塑性變形的工藝過程的軋鋼車間的設備都屬於軋鋼車間輔助

設備[81]。因此凡進行壓延金屬的輔助變形以及在工藝過程各階段上，壓延金屬的運送和移動工序等一切機器設備，均屬輔助設備。就其所進行的工序性能而言，它可分為 7 種主要類別(參看表 1)。

第 1 類 剪切壓延金屬用的機器。

第 2 類 矯正機械。

第 3 類 壓延金屬彎曲和捲取用的機器。

第 4 類 壓延金屬表面的精整和改進壓延金屬組織用的機器。

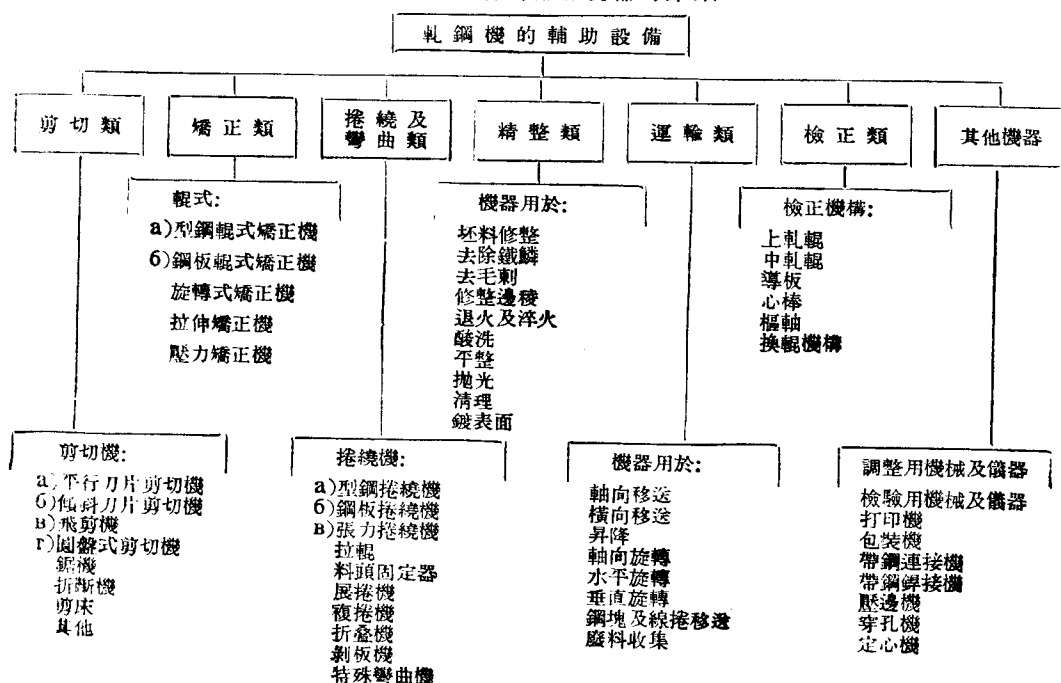
第 5 類 軋鋼機的運送和翻轉裝置。此類不僅包括由某一機器將壓延鋼帶運送至另一機器的機械，而且也包括為了正確地使壓延鋼帶進入軋鋼機的軋輥以及某些輔助機器的工作機構。

第 6 類 檢正機構。此項機構一般與軋鋼機工作機架製成爲不可分離的部分，但同時，它們大半都具有獨立的傳動機構，都和普通的輔助機械相似。

第 7 類 各種用途的機器——不屬於上述六種類別中的機器。

每類之內又有一些連接機械的機組，這些在各種

表 1 軋鋼機輔助設備的分類



不同情況中，視工藝過程的特性及其他條件而相互調換。

輔助設備的工作條件

軋鋼機的輔助設備和主要設備的機器一樣，是在極端沉重的條件下工作的：高溫；有水 and 鐵鱗；潮濕和多塵的空氣；工作載荷數值非常大及多種多樣的特性；有由於軋件撞擊所引起動載荷的可能性；較大的起動頻率，在個別機械中每小時起閉達 1500 次；軋製的速度每秒鐘高達 30 公尺。

輔助設備應具有絕對的可靠性及在工作中不致發生障礙，因為軋鋼車間流水作業的某一環節發生細微故障，不可避免地會引起其他機器和機構的停工，並相應地減低了軋鋼機的生產率。

輔助設備的驅動

機械的驅動對保證輔助設備的可靠工作及所要求的生產率是有着很大的意義的。軋鋼機的大多數機構各有其單獨的驅動。用來驅動輔助設備的電動機，用得最廣的通常為複激和串激式電動機（冶煉用起重機型），很少採用氣力和液力驅動的。

氣力驅動用於軋管車間，及少數用於鋼板軋機的精整機構上。其優點為結構簡單，工作可靠以及不致發生故障。氣力驅動的主要缺點在於氣力驅動裝備的總效率低（約在 2~3%），及其運轉和修理成本高（特別是尚未充分解決如何選擇耐磨密封的問題時）。

在新的設計中，氣力驅動，僅在對於電力驅動工作不適合的場合下始裝設之（存在着高溫，水及氧化鐵鱗，機械振動劇烈以及裝設電動機地位受有限制等）。在其他場合下則應裝設電動機，電動機連同減速箱的基本投資較氣力驅動要高，但運轉費用大為低廉。

在個別場合，當行程較短及應力比較不大時（止動器，檔板及其他）氣壓缸可很有效地用電磁鐵代替。

設計輔助設備的最新趨向

近年來由於軋製速度的急劇增大，因而軋鋼機的生產率增高，一方面對壓延金屬質量的要求提高，另一方面重型機器製造業也正普遍地發展，致軋鋼車間輔助設備的結構及其利用和運轉的性能受到一定的影響。

在輔助設備的設計中，考慮到下面的新方向，在很大程度上是可能的，因為由於新型電機，儀器及儀表的出現，而容許純粹採用電的方法來解決一系列的技術問題，在設計師面前開闢了進一步改良輔助機構的新道路，提高此項機器製造業向全新的更高階段發展。在這方面首先應當指出：新的，估計着每小時能多次起動

而具有小的飛輪力矩的冶金起重機型的電動機，並容許達 3~5 倍的超負荷[8, 61]；新的具有空心軸的軋道電動機（參見圖 121）；具有止動特性的電動機[48]；蘇聯式的電力放大機[14, 51, 58]；轉子控制器及調整器[15]；電磁離合器[64, 48]；自動整步器[48]；電磁非接觸式的行程開關[41]；光電管[50, 68]；氣動及液動裝置用的電磁閥[18]；自動控制壓延板的壓力，拉力，厚度及寬度的指示器及儀表[41, 14, 16]。

輔助設備設計中主要的新趨向歸納如下。

機器機構部分的簡化 利用一系列特殊功用的傳動及機器操縱電路系統的連鎖裝置，可使機器機械部分簡化。在現有的電工技術水平上，設計師有可能在設計的機器中用電力系統來完成以前用複雜的機械運動系統所完成的動作。

作為此項機器機械部分簡化的例子有：a) 在飛剪機上調整系統的進化，其中有用於改變金屬板剪切長度的複雜多級差動減速箱（見圖 43）已逐漸用簡單的電力調節系統的電機放大機及自動整步器來代替[40]；b) 在剪切機及壓力機上用連接器接合的飛輪式驅動改變為起動運轉方式的驅動；c) 用遠距操縱的電磁離合器代替系統複雜的凸輪及摩擦離合器；d) 由於對於防護超負荷的複雜機械保險裝置而轉變為純粹利用過電流繼電器的保險裝置；e) 以具有挖土機特性的電動機代替複雜的摩擦和液壓裝置；f) 以電力速度同步法來代替壓下機構的螺母機械同步法；g) 利用電軸原則的簡單遠距指示器來代替指示軋軋方向的龐大機械。

多電動機驅動 輔助設備的多電動機驅動，是將機器分開為一系列單獨驅動的獨立工作機械，循序地執行一個跟一個相互聯系的特定工序。

由於採用此項驅動系統的結果，使機械的結構大為簡化，而對於遠距操縱及自動化創造了廣泛的可能性。多電動機驅動採用於：鋼板捲繞機，展捲機，飛剪機，翻錠車，鋼坯用重型剪切機，現代鋼管軋機中的軋軋調整機械，鋼板軋機的旋轉台，鋼管軋機的接收台，型鋼的冷床及其他。由於大量地簡化軋道的結構，簡化了裝配和修理工作，而得到廣泛的發展的軋道的單獨電力驅動，也可作為一例。

增高速度 由於適應軋鋼機主要設備工作的新條件而增加輔助機器的速度，此中軋製速度達到 15~20 公尺/秒，而在個別情況已達到 30 公尺/秒或更高[41, 27]。

關於提高速度的問題，基本上可用四種方法來解決：1) 設計具有小飛輪力矩的機器及其驅動；2) 創造大

的起動速度使其在不大的一段時間內，能很快地調節和開動電動機；3)採用完善的半自動控制系統及 4)創設自動控制及自動調節程序的系統。

半自動控制 與遠距離控制相並列，半自動控制可使軋鋼機在有系統地增加速度及機器的數量的情況下，逐漸減縮維護人員。改進電動機的接觸操縱系統，並將其中一部分操縱工作及防護工作自動化，以達成半自動控制。

在大多數情況中，半自動控制是用手按鈕起動，而在終點位置時，利用終點開關使機械自動停止工作。在個別的情況中，當機械的終點位置隨軋製工作制而變更時，半自動控制是用計劃控制板來完成(壓緊機械)，在此控制板上，操作者事先可按置適應各種工序所需要的機械終點位置。

但在現時的軋製速度下，操縱者難以發現在工藝過程中所發生的偏差(材料地位及其發展，行程的協調性，拉力)，且不可能及時地消除這些偏差的原因，因此最現實的是將生產工序變為自動控制和自動調節對發現偏差可連續不斷地起作用，並能及時調整而不至過分滯後。此項調整的舉例如：1)連續式冷鋼板軋機各機架間帶鋼張力的自動調節器[52, 48]；2)飛剪機上的速度自動同步化系統[94, 40]；3)鋼板捲繞機捲筒轉速的自動調節[14]等。

自動控制 ● 個別機械及機器的自動控制。從前僅能將軋鋼機的最簡單的輔助機械實施自動化(押出機，撥料機，軋道)，但由於發現新的有可能實施可靠的工藝連鎖與保險連鎖的電器設備，遂使較複雜的機械和機器也變成為自動化。

圖 1 是具有升降台的二重式熱軋薄板軋機，升降台是用來將軋製鋼板從軋輥上傳遞過去。在這種軋鋼機上，台的上升和下降以及傳送鋼板進入軋輥的傳送帶運動，都是藉光電管自動實現的。當沒有軋製鋼板時，處在軋鋼機鏡子下的光電管，受到自上而下的光線反射。當壓延的鋼板進向軋輥，則光線被鋼板所中斷，而光電管經由放大機系統在升降台電動機的操縱系統上給以脈動電流。

機器及機構組的綜合自動化，它能保證在特定的給定的程序內使電動機自動起動和停止。綜合自動化能在大量減縮維護人員的情況下，而提高生產率。

例如，圖 2 是戰後第一個 1000 初軋機的剪切機附近的機組，它由剪切機本身，前軋道，後軋道及擋板等組成。為了適合初軋機每小時的生產量，剪切機每分鐘

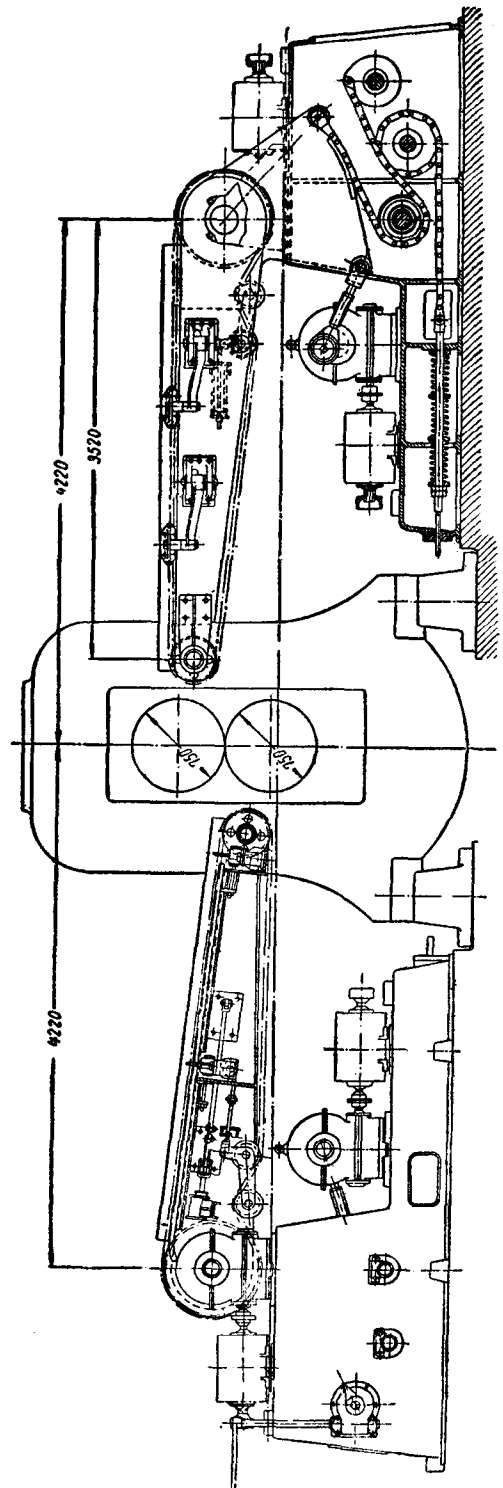


圖 1 900 薄板軋機的自動升降台。

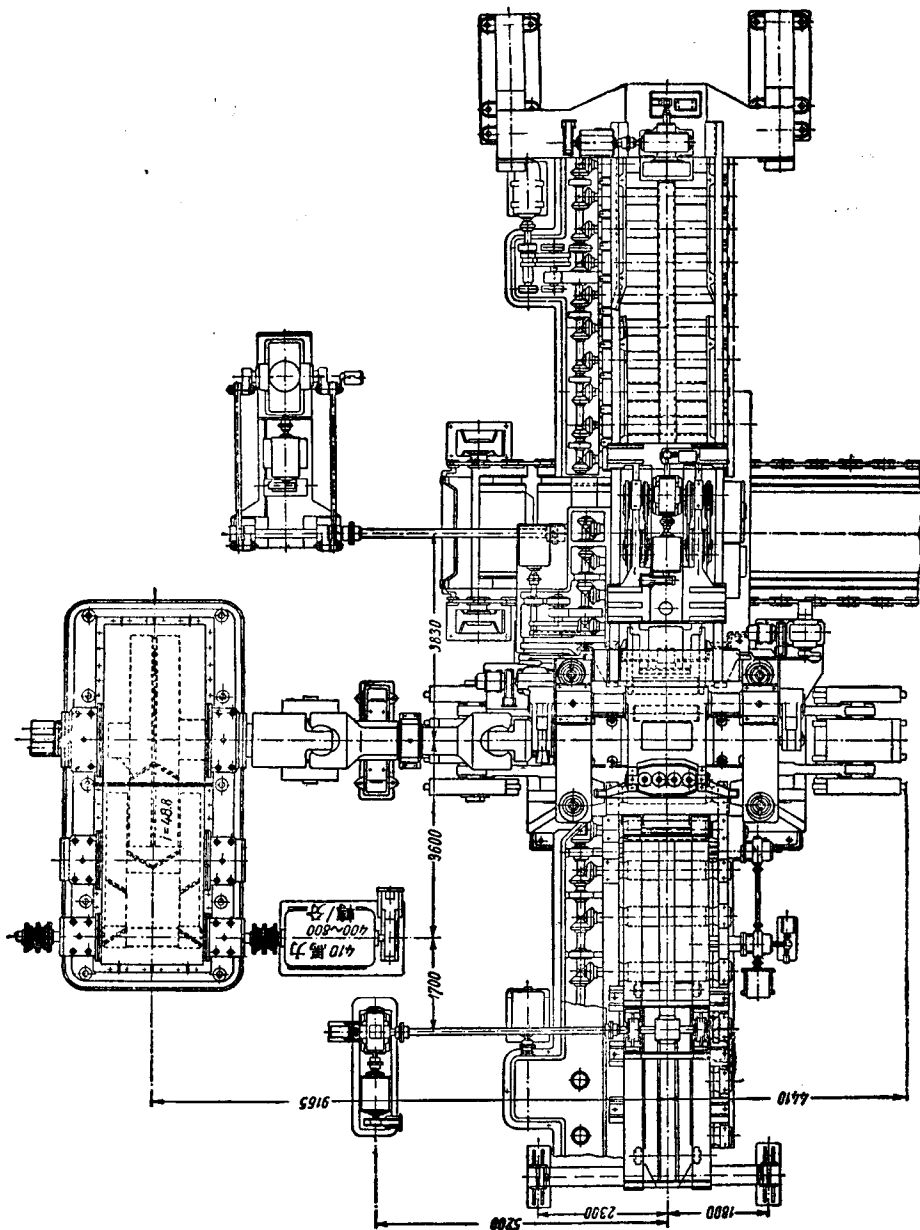


圖 2 軋後第一架軋鋼 1000 公厘初軋機的剪切機部件(見圖 26)。

要剪切 12 次。為保證此項剪切的頻率次數，設有剪切機電動機及與其相聯系的機構的自動控制歸納如下：每次循序的剪切工作完成後，與剪切機相聯系的操縱設備即開動移開軋道的電動機以及位在其後用於輸出已被剪切帶鋼用的中間軋道的電動機。

利用時間繼電器，經過特定的一段放下擋板的時間，將剪切機前輸送帶鋼到擋板的軋道電動機起動[●]。放下擋板的電動機當剪下的帶鋼要從擋板下輸出時開動，由裝在擋板附近的旗開關給予脈動電流。當被剪切

的帶鋼接近到下降的擋板時，此旗開關給出一脈動電流使三個軋道的電動機依次停止。如要連續剪切，則上述旗開關在停止軋道電動機時，同時開動剪切機的電動機。在開始剪切後，剪切機的操縱機構給擋板電動機以脈動電流使之上升。剪切機本身在「擺動」工作制下工作。將刀片停於上端位置是由相應的與操縱設備的剪切機構相聯系的凸輪來實現的。前後端頭的切斷可

● 具有剪切機操縱器的鎖閉裝置，保證刀在能通過帶鋼一定的「開度」下，使軋道的電動機起動。

在自動機切斷後，由操作人用手進行之。

可以指出如圖3所示的穿孔機後面機械的綜合機械化作為第二個例子。它是採用導向定心器，既可用於心棒又可用於軋管。當管子接近中心軋子時，軋子就自動地循序張開，然後重新合攏，而作為管子的導軌。

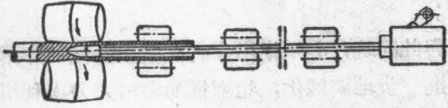


圖3 由IIKBMM(黑色冶金機器中央設計局)設計的軋式定心器的400公厘穿孔機的自動化後面示意圖。

壓延材料精整中流水作業原則的推廣 這方面在軋管的生產中，尚可有很大的改進，但迄今，軋管的流水作業僅採用在主要設備中。

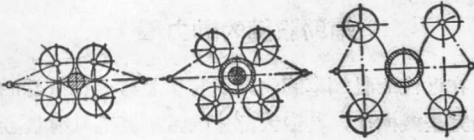


圖4 定心器軋子在心棒的位置，在管子的位置及在拋出管子時分開的位置(見圖3)。

自動作業線 輔助設備所進行精整工序的自動線，主要是壓延材料的精整工作。此項自動作業線——機器的自動作業線——是一個說明生產組織水平很高的例子。

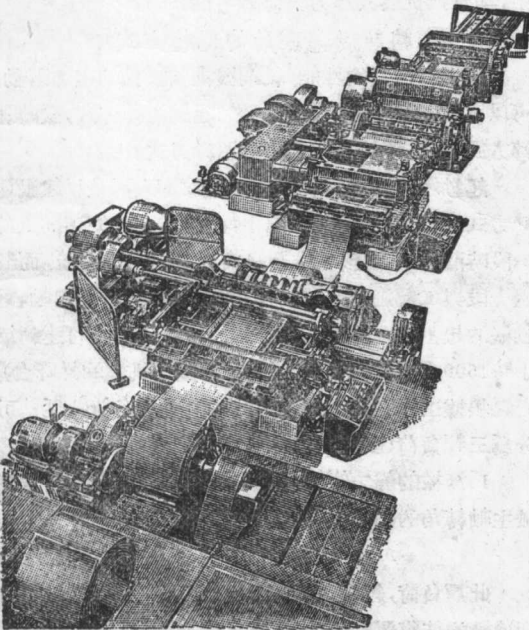


圖5 冷軋鋼板自動剪切作業線。

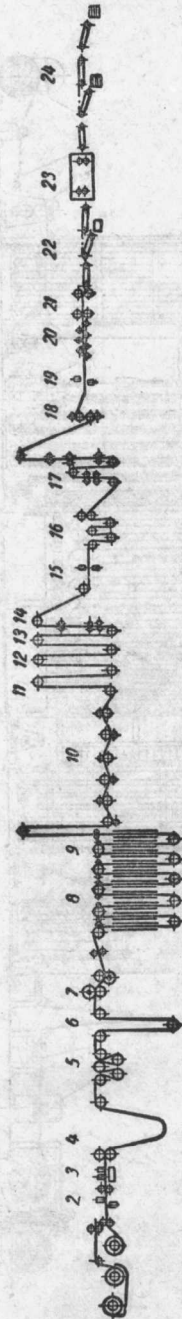


圖6 金屬薄板在2.5~5公尺/秒的速度中，進行連續性電鍍錫工作，並將其成品剪切成板材的作業線(41)：

1—展捲；2—切斷端頭；3—鋁接端頭；4—廢料坑；5—張力調節器；6—酸洗；7—淨化；8—電鍍錫；9—電解液回收；10—淨刷機；11—乾燥；12—焙化；13—化學處理；14—洗滌與乾燥；15—自動控制及標記未鍍錫點；16—主要拉緊軋子；17—塗上油層；18—輔助拉緊軋子；19—修整銲縫；20—矯正機；21—飛剪機；22—副運廢品；23—縱剪修剪加工；24—包裝。

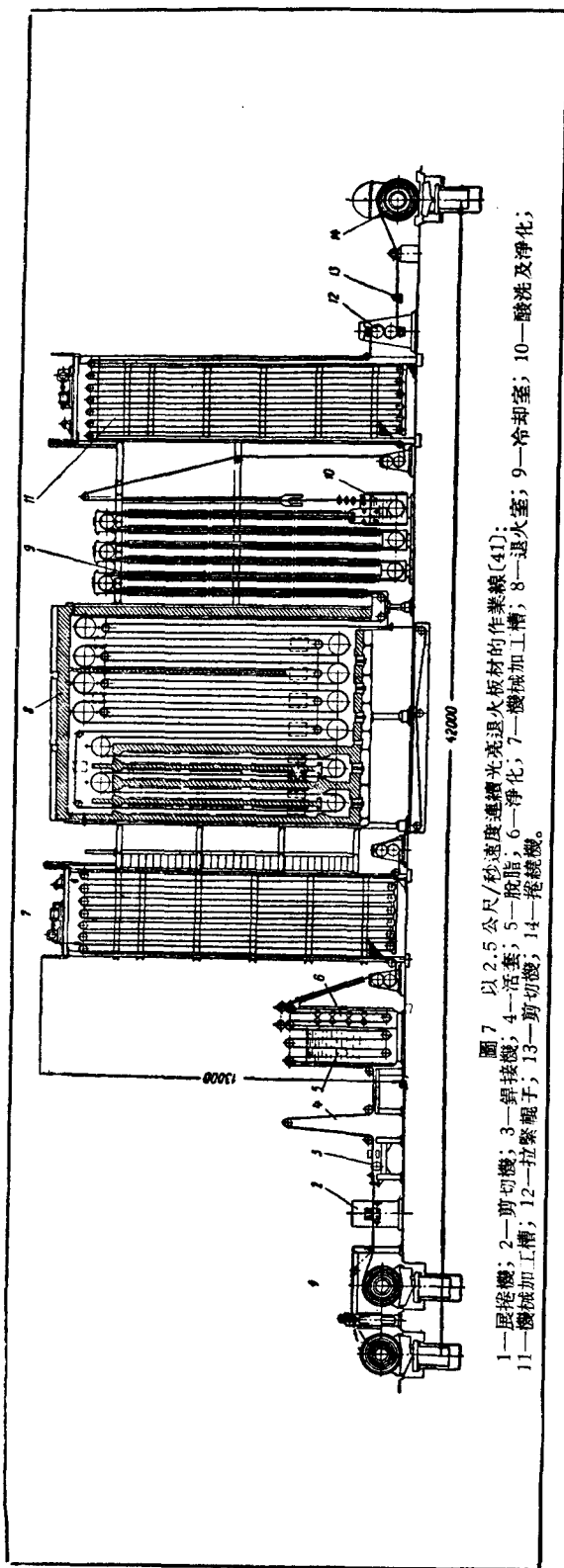


圖 7 以 2.5 公尺/秒速度連續光亮退火板材的作業線(41):
1—壓捲機; 2—剪切機; 3—鋼接機; 4—活套; 5—脫脂; 6—淨化; 7—機械加工槽; 8—退火室; 9—冷卻室; 10—酸洗及淨化; 11—機械加工槽; 12—拉緊繩子; 13—剪切機; 14—捲線機。

圖 5 是冷軋鋼板的剪切作業線。此線由展捲機，給料輥，具有碎邊機的圓盤剪切機，第二給料輥，矯正機，飛剪機及堆料機等組成。同樣的機械組也可進行矯正鋼絲，也可進行割切鋼絲的工作。圖 6 是鋼板電鍍錫的連續作業線[2, 41, 67, 99]，而圖 7 為連續退火作業線[41]。

與此同時，必須指出在軋鋼機上各輔助作業程序要更進一步地機械化，也即從前僅用人力或利用桶式起重機所進行的作業部分的機械化：鋼捲的展開工作；坯件在加熱爐中的翻轉工作；酸洗工作；帶鋼的清潔和洗淨工作；坯件的修理工作；壓延材料的打標記及牌號工作；精整作業中的金屬運輸工作；金屬直接進入機器的工作；工具的裝置；軋製特定斷面型金屬的機器的調整及其他等工作。

輔助設備的動力學

在近代的軋鋼車間內，所有與壓延金屬有關的作業已完全機械化，其中大部分的電動機都具有自動的和半自動的控制，在必要的時候，它們由行程開關，旗開關，光電管及其他設備得到脈動電流，使電動機起動、停止或變更其速度。

機器自動化傳動的動力計算的主要目的，在於選擇最適合的電動機功率數值及減速箱的傳動比，使能保證機器所担负的生產率，而在電動機正常耐熱利用中，具有抵抗最大靜力負荷的可能性。

輔助設備驅動的運轉方式

視進行作業的性能，軋鋼機輔助設備的電力驅動，可以下列四種主要方式來工作：起動運轉方式，長時運轉方式，短時運轉方式及止動運轉方式。

起動運轉方式 軋鋼機輔助設備大都是以起動運轉方式來工作的。在此情況中，機器電動機的轉動限於一段時間內，每當該項作業完成後，電動機就停止，而經過一段與工藝過程有關的休止時間後，再重新起動。電動機的起動頻率視機器的作用而不同，有時可達到每小時1500次及1500次以上(例如薄鐵皮軋機的升降台)。

根據工作在起動運轉方式的電動的負荷特性，可分為三類負荷(表 2)。

1. 機械的靜力矩及飛輪力矩是變的——它們是機械主軸轉角的函數：

$$M_{cm} = f(\varphi); GD^2 = f(\varphi).$$

此類負荷，經常可在許多曲柄機構中遇到，這類曲柄機構的往復運動部分，具有大的速度及質量。

2. 靜力矩是變的而飛輪力矩是不變的：

$$M_{cm} = f(\varphi); GD^2 = \text{常數}$$

此項負荷性能，一般在低速的曲柄機構中遇到。

3. 在機構工作的全周期內，靜力矩及飛輪力矩都是不變的；

$$M_{cm} = \text{常數}; GD^2 = \text{常數}$$

軋鋼機的輔助設備中，此種負荷最為普遍。

起動運轉方式的電力驅動，一般設計為可逆式，但在某些情況中不需要逆轉時，就不必一定用可逆式（運輸裝置）。大多數的曲柄機構，在工作周期內主軸完成一整轉，也是按非可逆工作方式工作。但是除了此種非可逆「圓周式」的工作方式外，在個別情況中，為了增加生產率，曲柄機構也採用所謂可逆的「擺動式」工作方式。

由驅動的觀點而言，一般以曲柄機械較優，因為當電動機制動時，不需要精確的固定點。

在起動方式工作的驅動中，主要採用特殊的冶金起重機式三相感應電動機，或採用直流複激電動機或冶金起重機式串激電動機。在兩種情況中為了迅速地將機械制動，除了用短程電磁鐵開塊式制動器機械制動外〔49〕，在需要精確制動的機構中，還採用動力制動。而在不需要精確制動的機構，或在可逆方式工作的機構，可用反接制動。在現有機械中也採用組合制動，當需要可逆時，可以按反接線路工作，而當需要完全停止電動機時，可以用動力制動。

近年來在特殊困難條件下工作的輔助機械的驅動改用列奧拿德機組控制，管理簡便而經濟電能（翻錠車，調整軋輥機構，工作軋道，異型軋子，推床，重型剪切機及其他），在此情況中選擇分激電動機驅動。而最新的裝置經常採用電磁自動器（電機放大機等）來代替純粹的接觸線路，以保證連續調整及在大量減縮（至50%）操縱設備中而能更充分地利用電動機耐熱作用。

長時運轉方式 在軋鋼車間內所遇到的長時運轉方式的機器，其電動機工作在每次作業完成後並不停止，也不逆轉，而經常照同一的方向轉動。

這種驅動的運轉方式有兩種負荷（見表2）。

1. 靜力矩於機器工作的全周期過程中，是嚴格地不變的。電動機以等速工作。

2. 靜力矩周期性地變化，這種周期經過一定的時間周而復始。每一個周期相當於機構的一定的工作循環，這個循環跟在軋鋼機上進行一個接一個軋製帶鋼的作業有關。類似這種周期性地變化的運轉方式，可能在二種情況中產生。

a) 機械固定地與電動機相連，而負荷在軋件送入

機器的工作機構時進行變化。在停息周期，其負荷等於機器的空轉力矩，而在工作作業過程中，視機器零件在工作時所受力的大小，在某一些情況中，此項負荷在作業過程中可以保持固定數值（矯正機），而在其他情況中視加工鋼帶的型面（圓盤鋸）而改變，或視機械的動力特性而改變（偏心剪切機及飛剪機，壓力矯正機）。

6) 在循序作業時，利用摩擦或齒輪式離合器（鋼板剪切機，中型型鋼剪切機，壓力機）接向經常工作的電動機。此處如果在接合摩擦離合器及用回送軋的夾管過程間有類似情況時，又可將軋管（自動）機的回送軋驅動列入。

用離合器的驅動逐漸為啓動制驅動所排擠，因為後者的電動機雖則比較貴（能力增大），但其工藝過程自動化的可能性擴大，且同時由於驅動機構大大簡化，在工作中亦更為可靠。

長時運轉方式的電力驅動，其靜力矩的變化具有顯著的高峯特性，一般都裝有飛輪用以平衡最高負荷及相應地減低電動機所需要的功率。

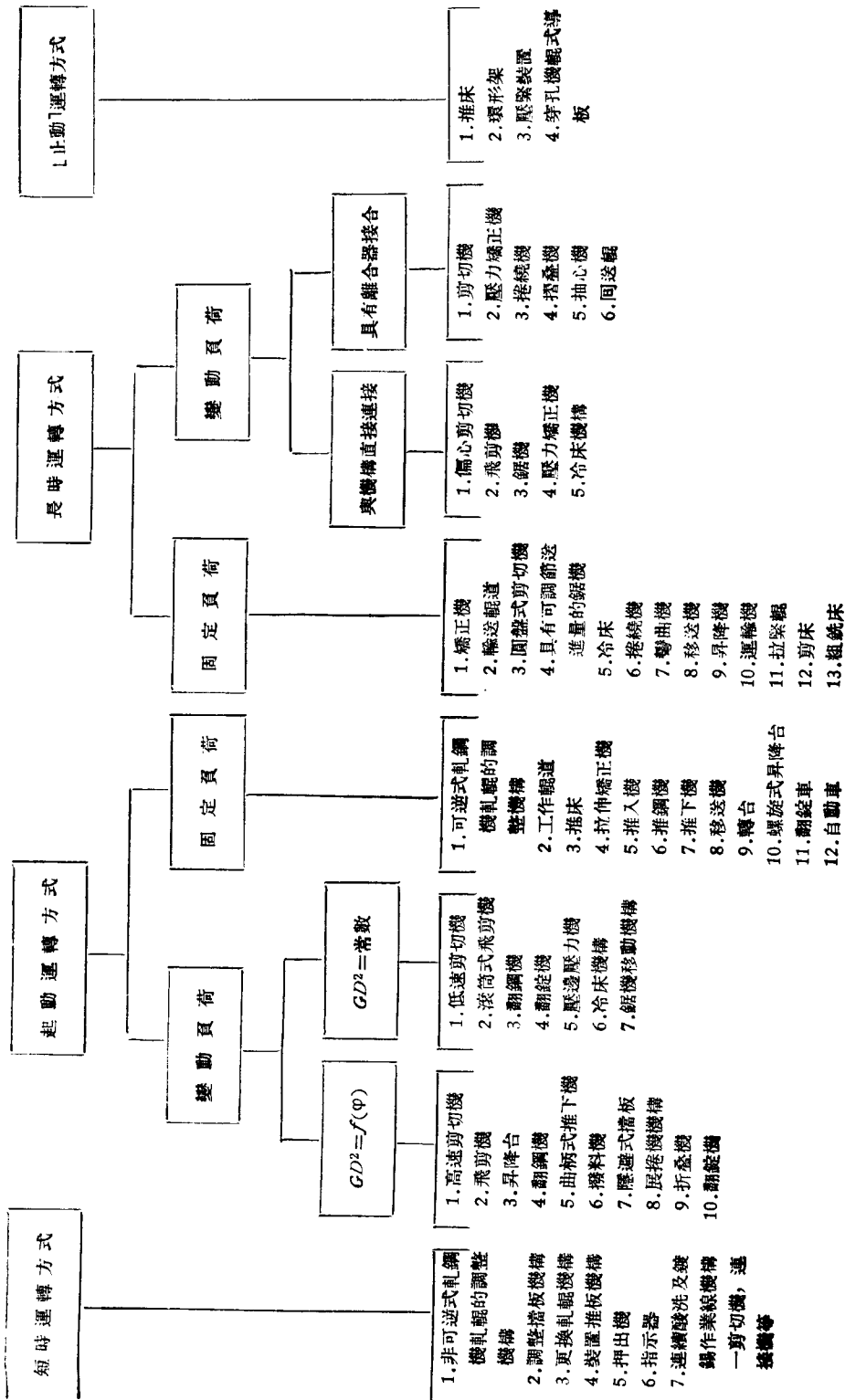
用於長運轉方式的機器，選擇三相電流的感應電動機或 KΠД 或 ΠН 型直流封閉式分激電動機作為驅動。如果照工藝觀點需要調節轉速，則裝置分激電動機是必需。

在 1:2 至 1:4 範圍內調節，一般以減弱電動機磁場的方法進行。如要調節的範圍較大（高於 1:4）必需採用列奧拿德機組，按此法如速度調節到額定值以下，則調節時一般保持力矩不變（用電壓調節），而在高於基本速度調節時，則功率不變而降低力矩（用減弱電動機磁場的方法）。在最新的裝備上，也經常能遇到用增高額定電壓的方法調節高於額定速度的速度。其中吉那莫工廠 KΠД 型 220 伏的電動機許可增高電壓至 440 伏（調節比 1:2）。

短時運轉方式 這種運轉方式偶然地發生在某些工作很少的輔助設備上（見表2）。這些機械的工作時間很短，然後在長時間中安閒不動。

「止動」運轉方式 在某些現代的軋鋼機輔助設備的結構中開始採用所謂「止動」（轉矩）運轉方式的電動機。「轉矩」電動機或者有時稱為帶有「止動」特性的電動機，具有這樣的性能，即當在「傾翻」時，電動機的轉矩及其電樞內的電流強度並非無窮增大，而限止於額定數值的 2~2.5 倍。因此當「傾翻」時，也即當機構完全停止時，由於發生大量靜力負荷，電動機電路並不開斷而保持一定的電壓，此時，其最大轉矩值增加。

表 2 軋鋼機輔助設備的電力驅動迴轉方式的分類表



[轉矩]電動機的驅動可用在：初軋機推床的推板（止動特性可以矯正彎曲的方鋼坯）；壓住機構（僅在靜力矩增長的影響下，電動機完全停止後電動機的電路才能斷開）；拉緊裝置（就是在完全停止後而電動機仍繼續發生着轉矩使帶鋼產生張力）。

在蘇聯是以電機放大機操縱的直流電動機作為[轉矩]電動機，或者用一般的感應電動機，在電樞線路內引入補充電阻來變更電動機特性曲線的傾斜度。

驅動的基本綜合運動方程式[31]

在一般的驅動的動力計算中，當靜力矩變更時飛輪的質量也同時隨之變更，由驅動的總誘導飛輪力矩的變更所產生的力矩具有重大的意義。當飛輪力矩減少時，這些力矩就被放出，相反地當其增大時，就被吸收。當驅動的飛輪質量急劇變更時，此項力矩達到很大數值（見圖8），因此如不考慮此項力矩，則所得的動力計算，是不會得到驅動運動的實際真相的。

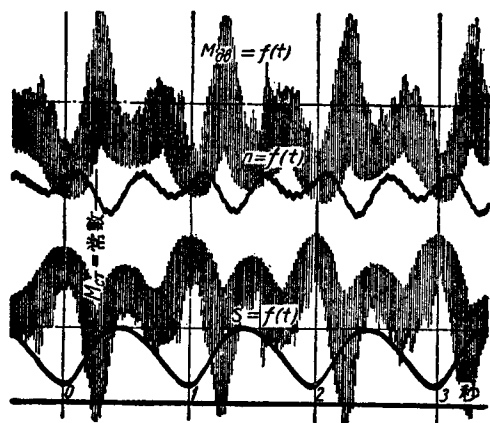


圖8 用於克服在驅動誘導質量變化時所產生的動力矩的曲柄連桿機構電動機轉矩示波圖[38]：

$M_{\partial\partial}$ —電動機力矩； n —電動機轉速； s —滑塊行程； M_{cm} —常數—機構的靜力矩； $t=1$ 秒—週期時間。

驅動運動的基本微分方程式為：

$$M = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\varphi} \text{ 公斤公尺} \quad (1)$$

當方程式(1)內的 ω 、 J 及 φ 數值用相應的實際單位代入時，

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ 1/秒}； J = \frac{GD^2}{4g} \text{ 公斤公尺秒}^2；$$

$$\varphi = \frac{2\pi}{360} \varphi^\circ。$$

我們就得到實際數值的驅動運動的基本微分方程式[31]

$$M = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt} + \frac{n^2}{125} \cdot \frac{dGD^2}{d\varphi} \text{ 公斤公尺} \quad (2)$$

式中 M (公斤公尺)——驅動的過剩(動力)力矩，等於轉化到機構主軸的電動機轉矩及機械靜力矩代數和 $\oplus$ ； GD^2 (公斤公尺²)——驅動的誘導飛輪力矩； n ——驅動主軸的每分鐘轉數； φ ——主軸旋轉角的度數。過剩力矩的數值可用下式 $\ominus$ 表示

$$M = M_{\partial\partial} + M_{cm} \text{ 公斤公尺} \quad (3)$$

方程式(1)及(2)指出，驅動的過剩力矩反映驅動運動速度的變更，也反映在與驅動的總誘導飛輪力矩變更有關的運動質量動能的總儲備量的變更。

方程式(2)右面第一項，可視為電動機力矩消耗於增加驅動的主飛輪質量 GD^2 的轉動速度，其增加速度的數值適為 Δn ，而方程式第二項是電動機力矩，消耗於使新加入的飛輪質量 ΔGD^2 達到驅動的基本轉速 n 。這兩項是等符號的，同屬於第一級微量，因而在計算具有飛輪質量變更的電力驅動中，它們應以同等的基礎來考慮。

方程式(1)及(2)是具有飛輪質量的電力驅動的基本計算方程式。如果驅動的飛輪力矩在工作時並不變更，則方程式(2)的右面第二項等於零，而該方程式本身成為：

$$M = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt} \text{ 公斤公尺} \quad (4)$$

依照方程式(2)及(4)，可進行飛輪驅動的計算，也可計算以起動運轉工作的驅動。

如果驅動嚴格地保持等速工作，則方程式(2)後面的第一項即等於零。方程式即成為：

$$M = \frac{n^2}{125} \cdot \frac{dGD^2}{d\varphi} \text{ 公斤公尺} \quad (5)$$

方程式(5)是以同步電動機為機器驅動的基本計算方程式。照此方程式可以求出在機構飛輪質量變更時的同步機械負荷曲線圖。

必須指出，方程式(1)是驅動運動的較一般的微分方程式中的個別情況，它除去具有誘導飛輪力矩的變更外，而且尚有其與機構質量相聯系的實際變化[39]。

$$M = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\varphi} + v^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{u}{v} \right) \frac{dm}{d\varphi} \text{ 公斤公尺} \quad (6)$$

式中 dm ——質量在變更的機械零件的微分質量(公斤秒²/公尺)； v ——質量在變更的零件的運動速度

● 如果電動機力矩及機構靜力矩方向是照認定的正轉方向即認為正的，而與其相反的方向即認為負的。

(公尺/秒); u ——質量的微質點在其與基本質量接合前的速度(公尺/秒)。

在軋鋼機的輔助設備中,工作時機構質量實際有變化的是很少遇到的:此間可列舉某種型式的捲繞機專用導軌等。

起動運轉方式驅動計算的基本步驟

業已指出輔助設備電動機功率,是由三種主要條件測定的,其功率應能:1)按設計的機器額定生產率,必需保證個別工作周期中的必要持續性;2)當機器工作時能充分承受可能的最大負荷及3)在最吃重的工作方式中能满足電動機發熱條件。

由於各種各樣的因素而影響着電動機的功率,故在大多數的情況中,用分析法決定功率是頗感困難的。一般先假定電動機的功率及減速箱的傳動比,然後依據驅動運動的微分方程式(2)經核算後予以修正。

因此起動方式工作的電力驅動計算,分為下列各步驟:1)確定在機構內所發生的靜力矩及飛輪力矩;2)初步選擇電動機的功率及減速箱的傳動比;3)運動方程式的積分;4)核驗機器工作時間;5)核驗電動機的最大負荷;6)核驗電動機發熱情況;7)修正初步選擇的驅動特性。

誘導靜力矩的確定

爲了要初步選擇減速箱的傳動比及設計機構的電動機功率,同時也爲了用運動基本微分方程式(2)積分方法來準確核算,必須求出機械靜力矩 M_{cm} 對其[主]軸轉角的關係曲線

$$M_{cm} = f(\varphi)$$

其中一般採取與電動機經過減速箱相聯系的機構的最後一軸爲[主]軸。

爲了作誘導靜力矩的曲線,必須事先求得工作週期內在機器工作機構上所發生的力,然後將此力轉化到機構的[主]軸上。

因此也必須考慮由於位力,也即由於重力及彈簧平衡力所發生的靜力矩。

要決定軋鋼機輔助機械工作機構內的力,不論在純理論方面以及依據實驗法計算方面都有很多不同的方法。此項方法將在研究各該機械結構的個別情況中予以詳細敘述。爲了將此力轉化到機械的[主]軸上,有一系列的分析及圖解計算法;其中大多數以採用可能位移原則及由此所衍出的瞬時功率定律爲依據。

$$N_{\partial\partial} = N_n + N_m \pm N_G \pm N_y, \quad (7)$$

當機器等速運動時,運動力的瞬時功率 $N_{\partial\partial}$,消耗於有效的瞬時功率 N_n 及有害的,摩擦阻力的瞬時功率 N_m ,

消耗於其中某些機械構件重心上升時的重力瞬時功率 N_G ,而最後消耗於平衡彈簧壓縮力的瞬時功率 N_y 。當機器內的構件,其重心爲下降時,或彈簧在該時爲鬆開時,則其功率將由摩擦阻力的瞬時功率中減去。

在方程式(7)中,所稱瞬時功率的意義,是由於相應力 $\odot$ 所作的功對時間的第一次導數

$$N = \frac{dA}{dt} = \frac{P ds \cos(P, ds)}{dt} \\ = P v \cos(P, v) = M \omega \quad (8)$$

誘導半徑[38] 爲了將機器內的作用力 P 轉化到機械的[主]軸上去,可利用方程式(7)及(8)

$$M_{cm} = P \frac{v}{\omega}$$

或

$$M_{cm} = M_k \frac{\omega_k}{\omega},$$

式中 M_{cm} 及 ω ——誘導靜力矩(公斤公尺)及機構[主]軸的角速度; P 及 v ——作用在機械工作機構上的外力(公斤)及其相應投影的線速度(公尺/秒); M_k 及 ω_k ——在機械某一中間軸 k 的力矩(公斤公尺)及其角速度。

在簡單機構而具有等速比時,則此項公式的計算較爲簡單,但在多構件的機構中(圖9),公式的計算就較複雜,因爲速比爲機械[主]軸旋轉角 φ 的函數。

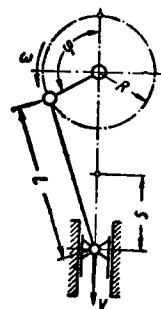


圖9 多構件機構的簡單運動示意圖。

爲了簡化以後的計算起

見,特引用誘導半徑 ρ 的概念以便研究機構運動鍊的中間點(力 P 的作用點),此點具有直線速度 v ,

$$\rho = \frac{v}{\omega} = 9.55 \frac{v}{n} \text{ 公尺} \quad (9)$$

並於機構運動鍊構件中,引用[速比] ξ 改變的概念,此構件以角速度 ω_k 進行旋轉運動或擺動,

$$\xi = \frac{\omega_k}{\omega} = \frac{n_k}{n} \quad (10)$$

誘導靜力矩[38] 將靜力矩轉化到[主]軸上的計算公式與(9)及(10)方程式相當的計有下列公式:

$$M_{cm} = P \cdot \rho \text{ 公斤公尺}; \quad (11)$$

$$M_{cm} = M \cdot \xi \text{ 公斤公尺}. \quad (12)$$

這些方程式在誘導半徑及速比爲固定值時(ρ = 常數; ξ = 常數),或這些數值爲變數但和機構[主]軸的

● 以後公式中 $\cos(P, v)$ 項可省去一則 v 是指與相應力 P 方向相符的速度。

轉角有一定關係時 $[P=f(\varphi), \xi=f(\varphi)]$ 都能採用(多桿機構)。

在後一情況中,計算誘導靜力矩及計算下述的誘導飛輪力矩時,用事先作曲線 $\rho=f(\varphi)$ 及 $\xi=f(\varphi)$ 的方法,可以大量地簡化計算方法。

分析法[38] 求誘導靜力矩是利用方程式(11)及(12)為依據,此項方程式可以求出 ρ 及 ξ 的數值,也即用機動學研究法,求出機器靜力矩對其[主]軸旋轉角的實際關係。

$$M_{cm}=f(\varphi)$$

當力 P 在機器的工作機構上是一個變動的數值時,多桿機構的曲線的構成手續 $M_{cm}=f(\varphi)$ 可歸納如下:先求出工作力 P 與其作用點的行程(s)的關係(圖10)。

$$P=f(s)$$

再次求出位移值 s 對機構[主]軸旋轉角 φ 的關係[圖11]。

$$s=f(\varphi)$$

然後由這兩個曲線中消去 s ,求出力 P 對旋轉角 φ 的關係[圖12]

$$P=f(\varphi),$$

照方程式(9)求出誘導半徑 ρ 對旋轉角 φ 的關係[圖13]

$$\rho=f(\varphi)$$

最後,按照方程式(11),將相應的 P 及 ρ 的數值相乘

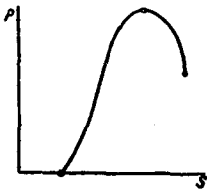


圖10 工作力與力作用點位移的關係曲線 $P=f(s)$ 。

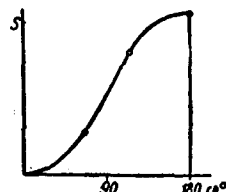


圖11 位移與旋轉角的關係曲線 $s=f(\varphi)$ 。

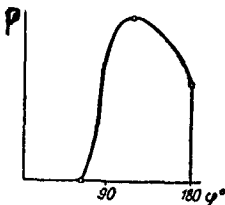


圖12 力與旋轉角的關係曲線 $P=f(\varphi)$ 。

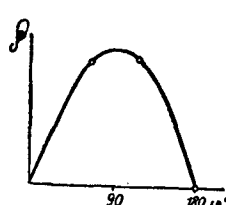


圖13 [理想]誘導半徑對旋轉角(不估計摩擦力的)關係曲線 $\rho=f(\varphi)$ 。

(12及13圖上的縱坐標)即得[主]軸上的誘導靜力矩 M_{cm} 對旋轉角 φ 的關係(圖14)

$$M_{cm}=f(\varphi)。$$

當力 P 為常數時,可直接開始求出誘導半徑 ρ 對旋轉角 φ 的關係(圖13)。

當按公式(11)計算由於重力而發生的靜力矩時,應該注意式(9)內所包括的不是機構相應構件重心的絕對速度,而是它在重力方向也即在垂直的方向的速度投影

$$v \cos(G, v)$$

分析法計算例子在下述偏心剪切機的計算中舉出[見圖34]。

較圖9所研究的曲柄機構更複雜的機構中,求行程 s 及誘導半徑 ρ 的公式,往往是如此的複雜繁累,致分析計算法成為不可能。在此情況中就利用圖解方法來計算誘導力矩。

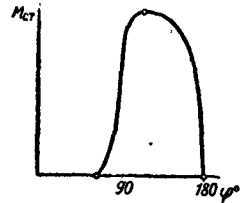


圖14 誘導靜力矩與旋轉角的關係曲線 $M_{cm}=f(\varphi)$ 。

圖解分析法[38] 按圖解分析法計算,也是以可能位移的原則為依據,開始先作工作力 P 對機器工作機構位移(s)的關係圖(圖10)。

$$P=f(s)$$

然後用交切線法繪出機器工作機構位移(s)對機械[主]軸旋轉角 φ 的圖解曲線(圖11)

$$s=f(\varphi)$$

或繪出機構運動鏈上某一中間桿 k 的旋轉角 φ_k 對[主]軸旋轉角 φ 的關係曲線

$$\varphi_k=f(\varphi)$$

然後再繪出工作力 P 對[主]軸旋轉角 φ 的關係曲線(圖12)

$$P=f(\varphi)$$

或繪出在中間桿內工作力矩 M_k 對旋轉角 φ 的關係曲線

$$M_k=f(\varphi)$$

而後利用速度多邊形圖,恰同分析法一樣作誘導半徑 ρ 對旋轉角 φ 的曲線圖(圖13)

$$\rho=f(\varphi)$$

或繪出上述中間桿 k 的速比 ξ 對機械[主]軸旋轉角 φ 的關係曲線[見方程式(10)]

● 圖10~14所示曲線,為求明顯而提出。實際計算時一般用表來表示。

$$\xi = f(\varphi),$$

最後,依照方程式(11)或(12),將圖 12 及 13 上相當的縱坐標互乘,求得誘導靜力矩 M_{cm} 與機械[主]軸旋轉角 φ 的關係曲線(圖 14)

$$M_{cm} = f(\varphi).$$

曲線性能 $s = f(\varphi)$ 及 $\rho = f(\varphi)$ 或相應的 $\varphi_k = f(\varphi)$ 及 $\xi = f(\varphi)$ 僅對所採用的設計機構的各個別桿的機構尺寸有關,而與被傳動的力無關。因此利用這些曲線,可以為所研究的機構,繪出許多各種不同數值的工作力 P 及力矩 M_k 的曲線圖 $M_{cm} = f(\varphi)$ 。用分析法計算也是如此。

照所述圖解-分析法計算誘導靜力矩的例子,在下節升降台的計算中舉出(見圖 142)。

圖解法 當計算靜力矩的數值,而需要正確地考慮到所設計的機構運動鏈個別鉸鏈的摩擦損失時,必須利用摩擦圓的力的分解的圖解法來代替上述計算法。當設計的機構的鉸鏈具有相當大的直徑時,均應採用此法,因為摩擦力將使靜力矩相應地增大,而在此種情況中就難以用機械總效率來計算。

用上述摩擦圓來繪製半徑 $\rho = f(\varphi)$ 的方法是以下面所說的為基礎的,即先在機構的工作件上給出條件力 P^* (公斤),則作用在所設計機構的第一個構件的鉸鏈軸上為一相應的條件力 Q^* (公斤)。然後,在機構圖上靠近該鉸鏈軸處繪一摩擦圓,其半徑為 ρ_m (公尺)(不可誤為誘導半徑 ρ)。摩擦圓半徑等於軸頸半徑 r (公尺)乘以鉸鏈內的相應摩擦係數 f (圖 15):

$$\rho_m = f \cdot r \text{ 公尺} \quad (13)$$

這樣,圍繞鉸鏈軸心的摩擦力矩,就可用方程式求得如下

$$M_m = f \cdot Q^* \cdot r = Q^* \cdot \rho_m \text{ 公斤公尺} \quad (14)$$

在這種作圖中,經由擬定構件所傳達的力 Q^* ,將不是如一般所採用的通過鉸鏈軸心,而是按照下述構件平衡原則,將在構件兩端鉸鏈摩擦圓的公切線方向通過,並且此切線的方向,將使每一鉸鏈內經由鉸鏈所傳至構件的力 Q^* ,經常與構件相對鉸鏈軸心的轉動方向相反(參看圖 15),因此防礙着構件對鉸鏈軸心的轉動。

必須指出,依照上述規則,摩擦圓上切線的方向與所述鉸鏈的運動副構件滑動表面上的相對速度方向無關,也就是說與鉸鏈形狀的結構無關。換句話說摩擦圓的切線方向,不論在所研究的鉸鏈構件上是[軸頸]或[軸承]都無關係。

在對摩擦圓公切線方向選擇的正確性發生某種疑

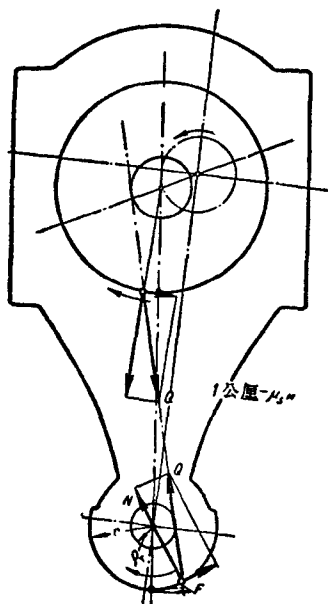


圖15 採用摩擦圓作力的圖解法。

難的情況時,可以參照第二條規例加以選擇:即將鉸鏈構件上的力 Q^* 的作用點也即鉸鏈的[軸頸]及[軸承]的接觸點,自中心線朝着與[軸頸]相對速度相反的方向移開——由於摩擦力的作用,好像[軸頸]在[軸承]中[向高處爬]。

為了研究下一機構構件上的摩擦力及摩擦力矩,可將力 Q^* 沿其作用線順序移至下一鉸鏈上,在此作力的平行四邊形將力按二個新方向分解,即在[實際]機構內力實際上作用的方向,如是直到機構的最後一構件,亦即至其[主]軸,通常就是經過減速箱與電動機聯系的最後一根軸(機構構件主動軸)。由於這樣在同一機構位置對運動鏈的所有各環節推導的結果,用圖解法求出轉化至[主]軸的條件力 P^* (切線力 T^*) 及其相應的力臂 C ,則按照方程式(11)求出該機構誘導半徑

$$\rho = \frac{M_{cm}}{P} = \frac{T^* C}{P^*} \text{ 公尺} \quad (15)$$

式中 P ——在機械工作機構上的力。

同樣圖解法可在機構[主]軸其他位置進行,然後作出所要求的誘導半徑 ρ 對機構[主]軸旋轉角 φ 的關係曲線圖(圖 16)

$$\rho = f(\varphi)$$

如每一鉸鏈所選用的摩擦係數 f_1, f_2, f_3 , 是固定不變的,所得的曲線 $\rho = f(\varphi)$ 用於該機構也是固定不變的,成為所設計機械的機動[特性]。利用這項曲線,只要將曲線 $\rho = f(\varphi)$ 及 $P = f(\varphi)$ 的縱坐標互乘,即可在所設計機械的工作機構上對任何值的力 P 作出誘導靜

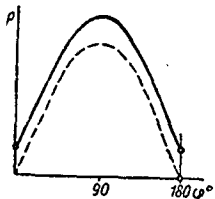


圖16 實際誘導半徑對旋轉角(考慮摩擦在內)的關係曲線 $\rho = f(\varphi)$ 。

上述計算程序,必須予以相應的修正。

將(15)及(9)的關係相互比較後指出,在圖16所得的曲線圖 $\rho = f(\varphi)$ (實線)是和圖13的曲線圖同樣的(在圖16上繪成虛線),其差別僅在於圖13的 ρ 值並未考慮摩擦損失,而同時在圖16此項損失業經考慮在內。實線與虛線間的區別說明此項損失的數值,而此兩曲線的相應縱座標之比,表示出各種不同狀況中機構的效率數值。

按圖解法計算誘導靜力矩的舉例,列入下述上切式重型剪切機的實用計算中。

誘導飛輪力矩的確定

用基本的運動微分方程式[2]的積分法來確定傳動的動力計算時,必須要有轉化到機械[主]軸上的驅動總飛輪力矩值,而在飛輪質量變更的情況中,要有飛輪力矩對機械[主]軸旋轉角的關係曲線

$$GD^2 = f(\varphi)。$$

在設計多桿機構中,總誘導飛輪力矩的概念,可以在決定複雜的機器動力學問題時得到大量的簡化,因為在這情況中,研究許多點的系統運動的任務歸納成研究交變質量的質點運動。

飛輪力矩 旋轉體重量 G 與其條件直徑平方之積稱為飛輪力矩,此直徑等於慣性半徑 ρ 的兩倍

$$GD^2 = 4G\rho^2 = 4sJ \text{ 公斤公尺} \quad (16)$$

某些物體的慣性矩見第一卷二冊 37 頁。

由物體所組成的運動鏈機構的動能貯備量,可以形成為一系列的在機械[主]軸上具有角速度 ω 轉動的飛輪。如果這些飛輪的數量等於機構在轉動的主要桿件的數量,而此項輪的尺寸,使每一個輪的儲備能量等於相應桿件的貯備動能,則每輪的飛輪力矩將成為該桿件對機構[主]軸的誘導飛輪力矩,而這些輪的飛輪力矩總和即成為全機構的總誘導飛輪力矩。

誘導飛輪力矩[38] 如果機構的每一桿件(圖9的連桿)同時有直線運動(重心具有速度 v)及旋轉運

動(具有角速度 ω_k),則其動能 E 與轉化到[主]軸上的慣性矩 J 之間的關係可用方程式

$$E = \frac{J\omega^2}{2} = \frac{mv^2}{2} + \frac{J_k\omega_k^2}{2}。$$

按公式(16)可將其關係化為下方程式

$$GD^2 = 4G\left(\frac{v}{\omega}\right)^2 + GD_k^2\left(\frac{\omega_k}{\omega}\right)^2,$$

式中 GD^2 ——是桿件轉化到[主]軸上的飛輪力矩;
 GD_k^2 ——桿件對其重心的飛輪力矩。

利用方程式(9)及(10),可將完成複雜運動(圖9的連桿)的機構運動鏈中個別桿件的誘導飛輪力矩的基本公式寫成下式

$$GD^2 = 4G \cdot \rho^2 + GD_k^2 \cdot \xi^2 \text{ 公斤公尺} \quad (17)$$

如果所假定的機構桿件,僅有直線運動(圖9的滑塊)則速比 ξ ,即方程式(17)右面的第二項,變為0,而方程式即可寫成:

$$GD^2 = 4G \cdot \rho^2 \text{ 公斤公尺}^2 \quad (18)$$

這是計算具有直線運動構件的誘導飛輪力矩的基本公式。

如果所假定的機構桿件僅有旋轉運動,則桿件誘導半徑 ρ 及方程式(17)右面第一項等於0,而公式可寫成:

$$GD^2 = GD_k^2 \cdot \xi^2 \text{ 公斤公尺}^2 \quad (19)$$

這是計算具有旋轉運動桿件的誘導飛輪力矩的基本公式[在方程式(19)內, GD_k^2 應視為桿件 k 對其旋轉軸的飛輪力矩]。

在所有機構中,凡將電動機的旋轉運動利用繩,鍊,齒條,絲桿或其他裝置變成為直線運動,並保證桿件直線速度 v 公尺/秒與[主]軸的角速度 n 轉次/分間有一固定比例時,則 ρ 的值對於機構的任何位置將為常數

$$\rho = 9.55 \frac{v}{n} \text{ 公尺} \quad (20)$$

因此桿件的誘導飛輪力矩亦將為常數,

$$GD^2 = \frac{365G \cdot v^2}{n^2} \text{ 公斤公尺}^2 \quad (21)$$

在具有複雜運動的機構中,速比隨機構運動而變更,相應地使構件的誘導飛輪力矩的值亦隨之變更。●在這情況中,要作誘導飛輪力矩對機構[主]軸旋轉角的關係曲線圖(圖17)

$$GD^2 = f(\varphi)$$

可按公式(18)將當計算靜力矩時所得曲線 $\rho = f(\varphi)$ 上

● 在此情況中,誘導飛輪力矩,實際上可以視為半徑在變化的飛輪的飛輪力矩。