

譯文叢刊

(軋鋼)

鞍鋼編輯委員會

目 錄

軋鋼機機架及其強度計算.....	1
疊合軋制薄板時的不均勻變形.....	12
強化1150初軋機的壓下制度.....	21
輕型工字鋼的軋制.....	27
提高橋樑鋼的機械強度.....	31
鋼軋輥的抗磨性.....	39
在不帶心棒軋制管子時金屬對軋輥的壓力變形區中單位壓力的分佈.....	45
在「亞速鋼」工廠中產品質量的檢查.....	52
關於中厚板壓下規程的設計.....	54
管坯加熱時間對鋼管質量的影響.....	76
熱軋件冷卻的計算.....	79
制軋犁鏵鋼軋輥孔型設計的改進.....	83

編輯出版	鞍鋼編輯委員會
工本費	每冊五角
出版日期	1956年8月1日

軋鋼機機架及其強度計算

李 立

(I) 概 論

機架是軋鋼機工作機座中最重要的零件，它承受着所有的軋製力，一般工廠無此項備品，稱為不可換件。因此它的構造，要具備足夠的強度與剛度，此外還要求其緊湊性、能便利地佈置機座的各個零件，以及快速換軋的可能性等。

因為一旦機架用壞了斷裂時，因修理時間過長，生產上的損失過大，故最妥善的辦法還是在允許條件下為重要的軋鋼機（例如初軋機）至少預備一邊機架（即一個牌坊）。

機架有兩種型式：

封閉式——如圖 1，機架做成整體的框子，用在受力大或要求軋件精確度較高的軋鋼機。例如初軋機、軋管機、冷軋機、軋板機等。

開啓式——如圖 2，它的上橫樑可以由架體上拆開，它應用在不要求有很大剛性及需要常常換軋的軋鋼機。例如型钢軋機等。

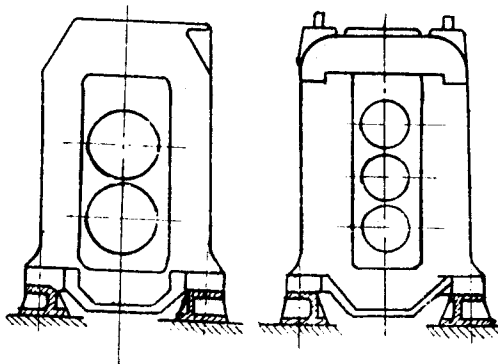


圖 1 封閉式機架 圖 2 開啓式機架

機架材質，舊式機架多用鑄鐵，其成本雖低，但忍受衝擊的性能小。例如我國南方某廠有一 650 三重式開坯機鑄鐵機架，經長期使用後斷裂；中國東北某廠的鑄鐵機架亦因此而生裂紋。

因此近代的軋鋼機已多採用鑄鋼、合金鑄鐵、甚至合金鋼（冷軋軋機），其他還有焊、鍛的機架，但尚未被廣泛應用。

機架表面應保持光潔，在每次檢修時必須整淨表面，然後塗塗料，這樣做是為藉此檢查機架上是否發生裂紋等並為避免侵蝕。筆者見到某些廠在塗油時認為只是為美觀，不大重視塗油工作，只塗表面，而內面某些常被水、汽等侵蝕的地方反未塗到，這是需要改進的。

減輕機器重量是冶金機器製造業重要任務之一，機架的設計與計算應該在可能的條件下減輕重量，這個任務可以聯接到一系列的專門問題：

1. 更正確地確定作用在機架上的載荷。
2. 發展和應用新的計算方法，對機架進行考慮疲勞現象及衝擊載荷的相應計算。
3. 選擇最適當的材質。
4. 改善機架的製造工藝方法。
5. 綜合所有工廠的經驗，使設計更完美——

這只有在社會主義性質的條件下才能實現。

在這篇文章中，主要談一下第 2 點，並附帶談一下第 1 點，餘不屬於本文敘述之範圍。

(II) 外力的確定

要進行計算必須首先確定作用在機架上的外力。

在軋鋼機進行軋製的時候，軋件對軋軋產生的軋製力經過軋頸、軸承座和軋軋的校正裝置而傳送到機架，這就是主要外力的來源。

外力到底有多大呢？一般有三個方法來確定它的大小。

第一個方法——用計算：即應用采利柯夫（А. И. Целиков）、索柯洛夫（Л. Д. Соколов）或愛克隆德（Эльlund）等公式〔註〕進行計算。

第二個方法——實驗的辦法：即用測壓機在

力的作用線路上實地測量出力之大小，例如將測壓儀裝置在壓下螺絲處。

第三個方法——由軋軋頸折斷條件來計算出外力 P_{max} ，即用公式

$$P_{max} = \frac{S\sigma_b}{l-r}$$

式中：

S ——軋軋頸橫斷面的塑性斷面係數。

σ_b ——強度限。

l ——軋軋身邊緣到壓下螺絲中心線間距離。

r ——軋軋頸的圓角半徑。

上述三種方法之使用是：

在核算機架時用第二種方法，因為這種方法最準確。

如果要軋製新產品而須計算一下機架的強度是否夠時，最好先用第一法來計算已軋製過的某種產品的軋製力，而求得一數值 a_1 ，同時並用第二法則出軋製該產品的軋製力 a_2 ，由此二數值可

求得一係數 $K = \frac{a_2}{a_1}$ ，然後再用第一法來計算要

軋製的新產品得一數值 b_1 ，用 b_1 乘以係數 K 即為所求的軋製新產品時之外力。

第三個方法過於安全，一般少用。

(III) 機架的設計與計算

(甲) 在設計時 外力 P 已首先給出，此時

則可以用公式 $F = \frac{P}{R_b}$ 求出各部份的尺寸。因為在

設計機架時，軋軋的尺寸已經確定，故機架窗口的尺寸亦可隨軋軋的尺寸而肯定下來，因此設計機架的進一步工作，即為決定立柱及橫樑斷面的大小及外廓尺寸。

由於軋軋與機架的主要外力來源相同，且軋軋又先已設計好了，故機架的尺寸就有可能用軋軋的外徑作為參數來表示。在統計數據的基礎上，已經有了很多的經驗公式〔註2〕。

但上述各種經驗公式所求出的尺寸，常常是過於安全和近似，因此還必須將這些初定的尺寸，按照下面所敘述的公式進行核算，不夠或過大時，則須進行修改及再核算，直到恰當時為止。

(乙) 在核算現有設備時 機架各部份的尺寸已定，此時則可以用公式 $\sigma = \frac{P}{F}$ 以求出各斷

面是否能承受力 P ，並用下面敘述之公式來核算已知之尺寸。

下面即開始來敘述強度計算及其公式。

(一) 靜強度計算

這裡只以封閉式機架為例來敘述。

對於簡單軋製過程（即作用在軋軋上的合力為垂直方向，對水平力作用不考慮。）作用於機架上有二個力 P ，其方向是沿機架中心垂直軸線且二者方向相反，我們可以將機架看成是一個對稱的矩形框子如圖3，且不考慮剪力之影響，因

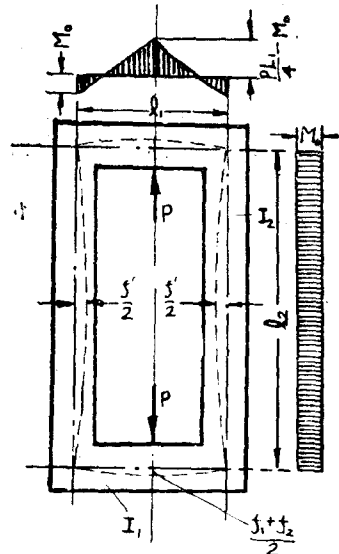


圖3 封閉式機架橫樑及立柱中彎曲力矩圖

此我們就可以按照材料力學中的公式來求 σ_{max} 。

在立柱上作用有拉力 $\frac{P}{2}$ 及彎曲力矩 M_0 ，

危險斷面在其中的部的內外側表面故 σ_{1max} 為

$$\sigma_{1max} = \frac{P}{F_2} + \frac{M_0}{W_2}$$

式中：

F_2 ——機架立柱斷面積。

W_2 ——機架立柱的斷面係數。

在橫樑上只產生彎曲，彎曲力矩為 $M = \frac{P}{2}$ 。

$\frac{l_1}{2} = M_0$ ，因此橫樑上之 σ_{2max} 為：

$$\sigma_{2max} = \frac{M}{W_1} = \frac{P \cdot \frac{l_1}{2}}{W_1} = \frac{M_0}{W_1}$$

式中：

W_1 ——橫樑的斷面係數。

l_1 ——橫樑的長度。

M_0 ——反作用力矩。

求 M_0 之值——在材料力學中有各種方法來求，求得之 M_0 為：

1. 直角的機架：

$$M_0 = \frac{Pl_1}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{I_1}{I_2}}$$

但更精確的 M_0 值，最好考慮到機架沿長度各斷面之慣性矩的變化，用下式定之：

$$M_0 = \frac{Pl_1}{4} - \frac{\sum \frac{px}{2} \cdot \frac{\Delta x}{I_x}}{\sum \frac{\Delta x}{I_x}} \quad (註3)$$

式中：

x ——立柱或橫樑的橫斷面重心至機架垂直軸之距離。

Δx ——機架的一小段長度，沿中性軸計之，該長度上斷面慣性矩不變而等於 I_x 。

2. 具有半徑為 r 圓弧角的機架則

$$M_0 = P \frac{\frac{l_1^2}{8I_1} + \frac{r^2}{I_3} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) + \frac{l_1 r}{2I_1}}{\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2} + \frac{\pi r}{I_3}}$$

3. 若橫樑全為半圓形則 $l_1 = 0$ ，故

$$M_0 = Pr \frac{\frac{\pi}{2} - 1}{\pi + \frac{l_2}{r} + \frac{I_3}{I_2}}$$

上面公式中所求出之應力叫做名義應力，因為它沒有考慮到一系列的因數。如果我們用塑膠透明體做成一與實際形狀一樣的機架，受力後用偏光鏡照之，可看出其實際應力線與矩形框子的應力線有不同。

因此，在上式的基礎上，我們還應該考慮入應力集中係數 α ，這樣計算機架的公式就成為 (註4)：

$$\sigma_{1max} = \alpha \left(\frac{P}{2W_2} + \frac{M_0}{W_2} \right) \dots \dots \text{立柱上的最大}$$

應力。

$$\sigma_{2max} = \alpha \frac{M}{W_1} \dots \dots \text{橫樑上的最大應力。}$$

機架的強度應該要這樣，即當軋棍斷裂時還不致引起機架的塑性變形，因此機架計算之安全係數必須滿足下式：

$$\eta_c > \eta_B \frac{\sigma_b}{\sigma_e}$$

式中：

σ_b ——機架材料的抗斷強度。

σ_e ——機架材料的彈性極限。

η_c ——機架的安全係數。

η_B ——軋棍的安全係數。

關於開啓式機架的計算及機架剛度之計算等，一般文獻均有著載 (註5)，故此處不再叙及。

某些軋鋼機例如薄板軋機，由於軋件厚度公差較小，故要考慮到機架的剛度問題，但實際中其剛度上之影響仍可由調節其壓下量來補償，故一般剛度的計算，只在核算薄板等軋機時方使用之。

對於機架靜溫度計算很詳細的步驟和例子，可以參閱參考文獻 (10) 的 25~50 頁。

(二) 疲勞強度計算

1. 前 言

疲勞強度計算的方法，首先在航空、拖拉機等工業部門中應用；近年逐漸在冶煉和軋鋼機械、起重機、透平等重型機械部門採用 (註14)。關於軋鋼機機架考慮疲勞現象的計算方法，首先是由索科洛夫教授 (Л. А. Соколов) 與查謝夫 (Защевый) 一起在 1954 年在蘇聯發表的。

疲勞斷裂是由於材料在變應力下產生裂痕，這裂痕隨應力循環次數逐漸增加而擴展，終至於材料破壞，由於疲勞破壞是因為裂痕逐漸發展的結果，所以極限變應力要比極限靜應力小。

靜載荷強度計算，其安全係數 η 很大；例如在采利柯夫教授 (А. И. Цельков) 著作中 $\eta = 12.5 \sim 15$ ；在卡羅列夫副教授 (А. А. Королев) 著作中，計算蘇聯戰後第一座初軋機機架的公式時，曾考慮了應力集中係數 α ， $\eta = 6.5$ 。但仍然由於

在應力計算的公式中尚未考慮入一系列的其他因素的影響，因而使計算出來的應力與實際應力仍不符合。安全係數增加的這樣大，產生以下兩種結果：(1) 不必要地增加了金屬量，使機器的重量加大。(2) 雖然加大了安全係數，但某些個別部份，因為沒有將一系列的影響過大的因素，考慮進去，仍然會因強度不夠，而在使用一個時期後斷裂。因此機架在應用靜載荷強度計算求出名義應力後，還必須進行疲勞強度計算，以求出實際應力，並求出實際安全係數 η_g ，要求 η_g 應大於 1。

靜載荷強度計算的公式為：

$$\eta = \frac{\sigma_K}{\sigma}$$

式中： σ_K ——強度極限。

σ ——名義應力。

相應地，疲勞強度計算的公式則為：

$$\eta_g = \frac{\sigma'_K}{\sigma'}$$

式中： σ' ——實際應力。

σ'_K ——是與 σ' 同應力循環的疲勞限。

後一公式即為疲勞強度計算的出發點，實際應力 σ' 可以由 $\sigma' = \beta\sigma$ 而求得（該式後面還要詳叙），因此我們首先需要較多地來討論求 σ'_K 。

2. 變應力圖與變應力方程式

這裡只敘述變應力圖與變應力方程式中與機架疲勞強度計算有關的一些內容。

由實驗基礎可以繪出變應力圖，在這裡我們採用的是以 σ_{cp} 為橫座標， σ_{max} 、 σ_{min} 為縱座標畫出來的變應力圖，如圖 4 所示（註 6）。

由於實驗作圖太煩，故如欲利用已知點（ σ_{-1} 、 σ_0 、 σ_B 、 σ_S 等）得到圖形，因此則必須利用變應力方程式。在這裡我們採用「兩根直線方程式」（註 7）即假設用兩根直線來近似地代替疲勞極限曲線，其中第一根直線 \overline{EA} 為由 $\operatorname{tg} \alpha = \infty$ 到 $\operatorname{tg} \alpha = 2.5-2.3$ ，第二根直線 \overline{AS} 為由 $\operatorname{tg} \alpha = 2.5-2.3$ 到 $\operatorname{tg} \alpha = 1$ 。此二直線的交點為 A，A 點的座標為 $(\sigma'_{-1}, \sigma'_S)$ ，如圖 4。

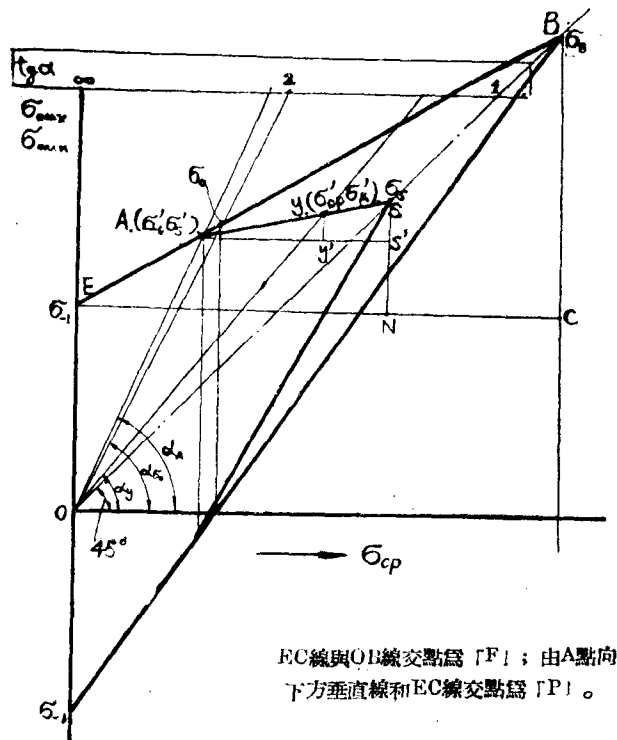


圖 4 變應力圖

機架所受的外力為軋製力，機架本身和機座頂上放置的壓下裝置馬達等重力，因此機架的應力情況應在第二直線的範圍以內，且近於脈動循環處，故機架的疲勞強度計算只需利用第二根直線公式。

現在就來求第二根直線公式，由幾何關係來求之：

如圖 4，在第二根直線上任取一點 y ，其座標為 $(\sigma'_{cp}, \sigma'_K)$ ，由兩個三角形 $\Delta Ayy'$ 及 $\Delta ASS'$ 相比得：

$$\frac{\sigma'_K - \sigma'_S}{\sigma'_{cp} - \sigma'_{-1}} = \frac{\sigma_B - \sigma'_S}{\sigma_B - \sigma'_{-1}} \dots \dots \dots (1)$$

右邊均已知數故設它 = Δ ，

$$\text{聯 } Oy \text{ 線， } \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma'_K}{\sigma'_{cp}} \dots \dots \dots (2)$$

經過演算後得：

$$\sigma'_K = \frac{(\Delta \sigma'_{-1} - \sigma'_S) \operatorname{tg} \alpha}{\Delta - \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots (3)$$

此即第二直線方程式。

3. 真正安全係數 η_g 之確定

前已敘及 $\eta_g = \frac{\sigma'_x}{\sigma'}$ (4)

將式(3)代入式(4)即得:

$$\eta_g = \frac{(A\sigma'_{-1} - \sigma'_s) \text{tg}\alpha}{A - \text{tg}\alpha} \cdot \frac{1}{\sigma'}$$

因此最後之公式為:

$$\eta_g = \frac{\varphi(\sigma_{-1})}{\sigma'} \cdot K \text{ (5)}$$

公式中須進行修正以定出各項之值, 並須考慮入各影響因素。

公式(5)中:

$$\left. \begin{aligned} \varphi(\sigma_{-1}) &= A\sigma'_{-1} - \sigma'_s \\ \sigma' &= \beta\sigma \\ K &= \frac{\text{tg}\alpha}{A - \text{tg}\alpha} \end{aligned} \right\} \text{ (6)}$$

(6) 式中 $\text{tg}\alpha$ 值之定出: 假設將機架受力情況看成是脈動載荷, 將A點看成與 σ_0 點重合, 因此 $\text{tg}\alpha = 2$ 。

(6) 式中A之定出: 用下式決定:

$$A = \frac{P_{TX} P_T \beta_{TX} \beta_T \beta_{ROFF} \sigma_s - \sigma'_s}{P_{TX} P_T \beta_{TX} \beta_T \beta_{ROFF} \sigma_s - \sigma'_{-1}} \text{ (7)}$$

其中:

P_{TX} ——考慮該零件製造工藝過程對零件強度的影響係數, 這係數本身為:

$$P_{TX} = P_{06g} \cdot P_{3ar} \cdot P_{mz} \text{}$$

這裡 P_{06g} 是粗車影響係數, P_{3ar} 是精車影響係數, P_{mz} 是磨影響係數。

P_T ——考慮到工作環境溫度對零件強度的影響係數。

β_T ——考慮到工作環境溫度對零件疲勞強度的影響係數。

β_{TX} ——考慮該零件製造工藝過程對零件疲勞強度的影響係數, 這與 P_{TX} 相似, 本身亦為一系列因素組成: $\beta_{TX} = \beta_{06g} \cdot \beta_{3ar} \cdot \beta_{mz} \text{}$

β_{ROFF} ——考慮侵蝕對疲勞極限的影響係數。

σ_s ——靜載荷時的屈服點。

σ'_{-1} ——為 $\sigma_s, \sigma_{-1}, \sigma_B$ 的函數:

$$\sigma'_{-1} = \sigma_B \frac{\sigma_s - \sigma_{-1}}{\sigma_B - \sigma_{-1}} \text{ (8)}$$

σ'_s ——是 σ'_{-1} 的函數, 若設A與 σ_0 重合,

得: $\sigma'_s = 2\sigma'_{-1}$ 。

(6) 式中 β 之定出: 它為一系列係數之乘積:

$$\beta = \beta_{TX} \beta_T \beta_{ROFF} \beta_R \gamma_{nep}$$

其中 β_R ——應力集中係數。

γ_{nep} ——考慮零件週界長度的係數。

(6) 式中 σ 是名義應力, 由靜載強度計算而求得的。

4. 筆者的意見

由於機架的應力情況, 可以近似地認為是脈動載荷, 因此為了計算更簡便, 筆者的意見認為可以用下式來進行機架的疲勞強度計算:

$$\eta_g = \frac{\sigma_0}{\sigma'} \text{ (9)}$$

式中: σ_0 ——脈動載荷之疲勞限, 可由式

$$\sigma_0 = \frac{2\sigma_{-1}\sigma_B}{\sigma_{-1} + \sigma}$$

在考慮了各影響因素以後, 上公式中各項應為:

$$\sigma_0 = \frac{2P_{TX} P_T \sigma_B \times \frac{\sigma_{-1}}{\beta_T \beta_{TX} \beta_{ROFF}}}{P_{TX} P_T \sigma_B + \frac{\sigma_{-1}}{\beta_T \beta_{TX} \beta_{ROFF}}} \text{ (10)}$$

$$\sigma' = \beta_{TX} \cdot \beta_T \cdot \beta_{ROFF} \cdot \beta_R \cdot \gamma_{nep} \cdot \sigma$$

各係數之意義均同例1, 這些係數之值取法同例1 [註8]。

在此要注意(9)式中之 σ_0 值不可有小於 σ_s 之情況, 否則即用後者來作為強度極限了。

5. 例題 1

要求確定二重式機座的真正安全係數。其條件為(如圖5):

1) $l_2 = 2000$ 公厘, $l_1 = 1350$ 公厘, $F_2 = hb = 60 \times 33 = 1980$ 公分², $F_1 = hb = 65 \times 76 = 4950$ 公分²。

2) 軋製時最大力為1560噸。

3) 機架材料—2號鋼, $\sigma_R = 45.5$ 公斤/公厘², $\sigma_s = 25$ 公斤/公厘²。

4) 機架製造工藝過程是鑄出後經過退火然後進行機械加工。

5) 在立柱上有螺拴孔(如圖5)和固定導板樑的槽, 在下橫樑的放軸承座的直角形槽, 經過機架工作了1.5年後產生了裂紋(如圖5)。

6) 軋鋼板時，軋棍發熱到 400°~600℃，在發生裂紋處之溫度為 300℃，而在立柱的槽和孔處則為 50°~70℃。

7) 在軋製時軋棍上有蒸汽和水落在下橫梁上。

由上述條件中之 1) 2) 3) 在進行疲勞強度

計算前先進行靜強度計算(采利柯夫公式)，用靜強公式求出名義應力：

立柱為 $\sigma_{1max}=363$ 公斤/公分²，

橫梁為 $\sigma_{2max}=430$ 公斤/公分²。

現在就來進行疲勞強度計算：

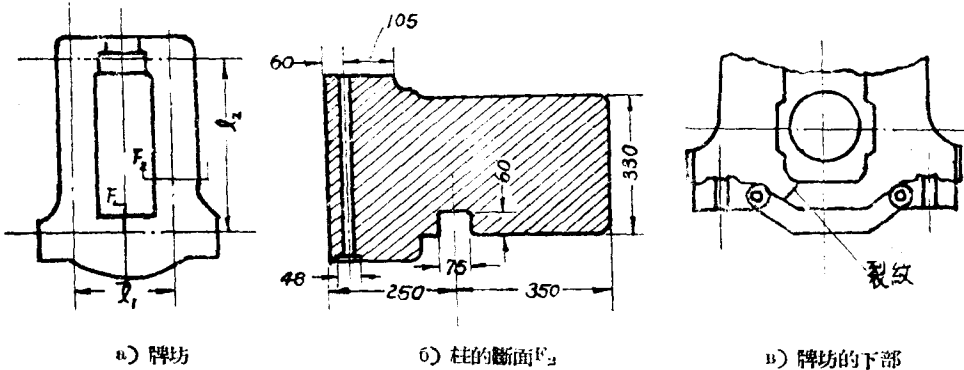


圖 5

① 對於機架的立柱：由波得卓羅夫書中查表取得各係數值為 $P_{TX}=1.0$ 、 $\beta_T=1.0$ 、 $\beta_{KOPF}=1.0$ 、 $\gamma_{HOP}=1.8$ 、 $\beta_R=1.81$ (有凹槽等)、 $P_T=1.0$ 、 $\beta_{TX}=1.1$ 。

$$\sigma'_{-1} = 45.5 \frac{25-20}{45.5-20} = 8.92 \text{ 公斤/公厘}^2$$

式中“20”是對稱循環載荷時之疲勞極限 σ_{-1}

$$\sigma'_s = 2\sigma'_{-1} = 2 \times 8.92 = 17.84 \text{ 公斤/公厘}^2,$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{780}{\frac{1}{2}(780+0)} = 2$$

因此：

$$\Lambda = \frac{1 \times 1 \times 1.1 \times 1 \times 1 \times 25 - 17.84}{1 \times 1 \times 1.1 \times 1 \times 1 \times 25 - 8.92} = 0.52$$

這時立柱上之真正安全係數 $\gamma_g = 1.37$ 。

② 對於機架的橫梁：除了 β_T 和 β_{KOPF} 外其他係數值均和立柱的一樣。溫度在 300° 時對橫梁起的影響應看作是有利的因素(因為它可以取消循環載荷下疲勞強化現象)，所以 β_T 取為 0.75。另一方面蒸汽和水落在橫梁上使其工作條件變壞，所以 β_{KOPF} 應比 1 大，用 $\beta_{KOPF}=1.6$ ，在這種情形下 $\Lambda=0.632$ ，而橫梁的真正安全係數則為：

$$\gamma_g = \frac{(0.632 \times 8.92 - 17.84)}{1.1 \times 0.75 \times 1.6 \times 1.8 \times 1.8 \times 4.3} \times \frac{2}{(0.632 - 2)} = 0.98$$

③ 對於機架橫梁的疲勞計算，根據筆者建議的公式(9)進行，與以上情況比較之如下：在這裡所有係數值均同前，代入公式(9)得：

$$\gamma_g = \frac{2 \times 1 \times 1 \times 45.5 \times \frac{20}{0.75 \times 1.1 \times 1.6}}{1 \times 1 \times 45.5 + \frac{20}{0.75 \times 1.1 \times 1.6}} \frac{1}{1.1 \times 0.75 \times 1.6 \times 1.8 \times 1.8 \times 4.3} = \frac{91 \times 15}{45.5 + 15} \approx 1.2$$

較前面者稍大一點，但仍不够。

6. 討 論

用上述的計算機架的公式一般要 $\gamma_g > 1.3$ (註16)，因此，雖然該橫梁的名義應力只有 430 公斤/公分²，而實際上考慮了侵蝕及機架圓弧角的影響後，真正安全係數就不够了，因此該機架經過 1.5 年的使用後就發生斷裂。

對於該機架來說，如果妥為塗油保護並使其有一適當的圓弧即可增加其壽命。

在此應該注意一點，即零件的 $\eta_g < 1$ 時並不意味着零件立刻就會壞。

爲了說明這一點，假設 $\eta_g = 1$ ，這表示當另件受到一定的反覆次數的載荷作用下（實際上鋼約爲 10^7 次）另件不會壞。假設 $\eta_g < 1$ 則反覆次數要少些，且 η_g 愈小則反覆次數愈少，在極端情形下當爲某個值時，即 $\eta_g = \eta'_g$ 時，可以立刻就斷（反覆次數爲零），此即靜載荷折斷。但只要 $\eta_g > \eta'_g$ 時則只有在經過載荷作過一定反覆次數後零件才斷。

因此，根據上述原則，就可以來計算某些零件的工作期限，例如安全白、套筒等。

機架是長期地一直在工作着的零件，因此機架就必須用疲勞強度計算公式來核驗，才能免於在長期使用後斷裂。而某些零件例如軋輥，它只工作一段時期後就被換掉，因此就不必進行疲勞強度計算。

進行疲勞強度計算是有一些困難的，許多人還不熟悉這個方法，各個係數也不易一下就掌握得好和能快而適當地由表中查選，因此這方法必須使用者反覆地積累經驗才能逐步地掌握它。

關於疲勞強度計算，建議還可以參閱 C.B. 薛林辛等人的著作〔註9〕，而在冶金機械中實際的一些應用可以參考參考文獻（1）、（10）。

7. 例題 2〔註18〕

爲了便利讀者對疲勞強度計算的了解，這裡再敘述一個疲勞強度計算的例子：

對現有某1100公厘初軋機機架進行核算，其材料爲 Sts45-81（鋼號），機械性能： $\sigma_B = 46.5$ 公斤/公厘²， $\sigma_s = 27.2$ 公斤/公厘²， $\sigma_{-1} = 20$ 公斤/公厘²； $\delta_s = 16\%$ 。

機架的結構和尺寸如圖 6，進行計算時共計算 7 個斷面，該 7 個計算斷面的位置表示在圖 7 中。

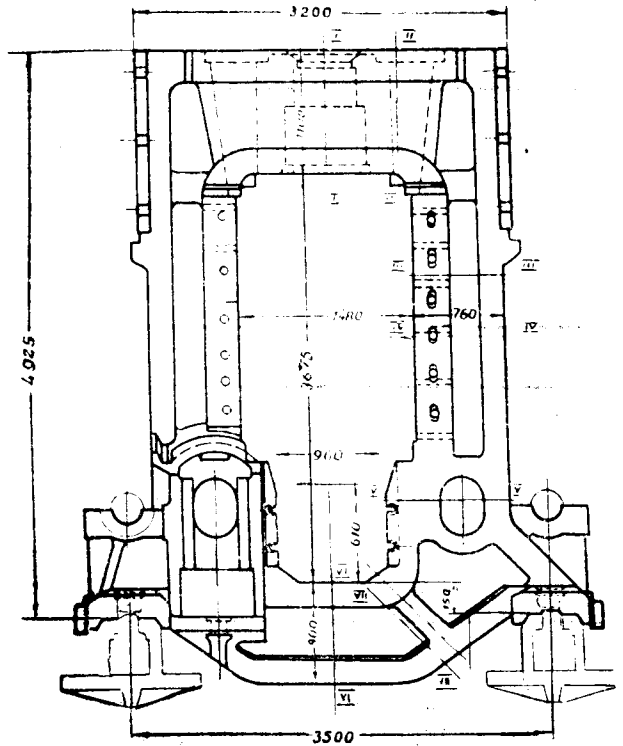


圖 6 1100公厘初軋機機架圖

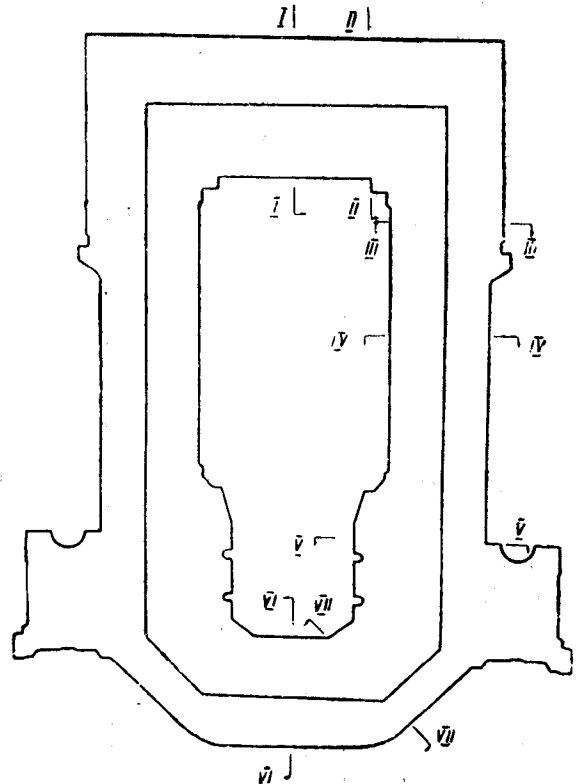


圖 7 機架七個計算斷面的位置

首先進行靜強度計算，用采利柯夫的方法，於下表：
計算結果得出之各個斷面的名義應力 (σ) 值列

如果軋製時的力為 (P)	計 算 斷 面 號 次						
	I—I	I—I	II—II	IV—IV	V—V	VI—VI	VII—VII
1000噸	377	300	192	236	173	309	565
1600噸	600	476	300	370	268	495	891
2000噸	754	591	374	460	332	618	1110

計算結果得出之各斷面的靜強度安全係數列於下表：

如果軋製時的力為 (P)	計 算 斷 面 號 次						
	I—I	I—I	II—II	IV—IV	V—V	VI—VI	VII—VII
1000噸	12.1	15.2	23.8	19.3	26.4	14.8	8.1
1600噸	7.6	9.5	15.2	12.3	17.0	9.2	5.1
2000噸	6.0	7.7	12.2	9.9	13.7	7.4	4.1

然後進行疲勞強度核驗：

將機架應力情況看成是脈動載荷（且為單向應力狀態），我們也可以利用波得卓羅夫著作中（註17）的公式：

$$\eta_g = \sigma_{-1} \frac{t g \alpha}{[t g \alpha - 2(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma'_s})]} \cdot \frac{1}{\sigma'}$$

考慮入各影響因素後即為：

$$\eta_g = \sigma_{-1} \frac{t g \alpha}{\beta_{TX} \beta_T \beta_{R0} \beta_{PF} [t g \alpha - 2(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma'_s})]} \cdot \frac{1}{\beta_R \gamma_{неР\sigma}}$$

各符號的意義均同例 1。

今來確定式中各係數之數值：

這裡為脈動載荷故 $t g \alpha = 2$ 。

β_R ：可以由 $\beta_R = 1 + \eta_R (\alpha_R - 1)$

求之。

而 η_R （感性係數）對於 $\sigma_B = 45 \sim 50$ 公斤/公厘²的鋼說來 $\eta_R \approx 0.55$

α_R （孔的理論應力集中係數）

$$= \frac{3K}{K+1}$$

這裡 $K = \frac{B}{d} = \frac{\text{(邊寬)}}{\text{(孔徑)}}$

對於 I—I 斷面。B=1300公厘；
d=920公厘（如圖 8）。

$$\therefore K = \frac{1300}{920} = 1.4$$

$$\therefore \alpha_R = \frac{3 \times 1.4}{1.4 + 1} = 1.76$$

故 I—I 斷面的 $\beta_R = 1 + 0.55(1.76 - 1) = 1.42$ ；其餘各斷面之 β_R 亦可依此類推求出之，結果為：

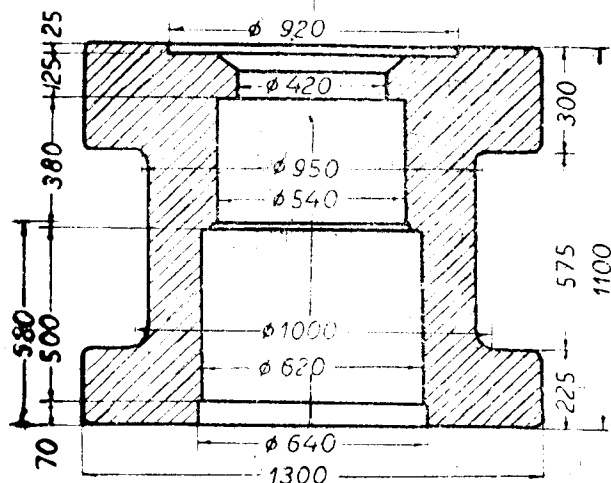


圖 8 I—I 斷面圖

斷面號次	I—I	II—II	III—III	IV—IV	V—V	VI—VI	VII—VII
β_K	1.42	1.4	1.83	1.83	1.63	1.0	1.0

β_T : 機架是在 $t \leq 60^\circ \sim 70^\circ C$ 的溫度下工作, 故由參考文獻(6)218頁, 確定各斷面之 $\beta_T=1$;

β_{ROPP} : I—I到IV—IV斷面是在蒸汽侵蝕中工作而V—V到VII—VII斷面則受到熱水沖淋, 故前者取 $\beta_{ROPP}=1.25$, 後者取 $\beta_{ROPP}=1.53$ (參考文獻(6)第IX章)。

β_{TX} : 取 $\beta_{TX}=1.52$ (參考文獻(6)第VII章)。

γ_{HEP} : 取 $\gamma_{HEP}=1.7$ (參考文獻(6)404頁)。

將各係數值代入上公式求真正安全係數。斷面I—I, 當 $P=1000$ 噸時:

$$\gamma_g = 20 \times \frac{2}{1.52 \times 1.0 \times 1.25 \left[2 - 2 \left(1 - \frac{20}{27.2} \right) \right]}$$

$$\times \frac{1}{1.42 \times 1.7 \times 3.77} = 1.57$$

在 $P=1600$ 噸, $P=2000$ 噸時以及其他各計算斷面之 γ_g 列於下表:

如果軋製時之力為 (P) 噸	計算斷面的號次						
	I—I	II—II	III—III	IV—IV	V—V	VI—VI	VII—VII
1000	1.5	2.0	2.4	1.9	2.4	2.1	1.1
1600	1.1	1.3	1.5	1.2	1.6	1.3	0.7
2000	0.8	1.0	1.2	1.0	1.3	1.0	0.6

由上表可以得以下結論:

- 1) 最危險的斷面為VI—VI和I—I;
- 2) I—I斷面已經不容許1000噸的力作用於機架上 γ_g (只等於1.1), 當P再大例如在1000噸 $< P < 1600$ 噸時, 則不僅VI—VI斷面產生塑性變形, 而且會在I—I斷面也產生塑性變形。
- 3) 因此在載荷 $P < 1000$ 噸時才能認為安全。當P值大於1000噸時應該提高機架的強度。
- 4) 機架所以能工作到現在是由於過去的載荷是參差着作用 (有時為1000噸有時又比1000噸小, 即並不是老是1000噸), 因此其推算的安全係數是比上表中的1.1要大。假使作用在機架上的負荷老是在1600噸以上則機架安全係數就會很小而提前破壞。

因此由上述論點, 可以有如下列建議:

- 1) 考慮到機架本來的真正安全係數低, 軋製速度今後還會更加加快以及機架已經工作了很長時期了 (即已經遭受了許多次的反覆載荷了) 而且初軋機機架是很重要的零件, 因此在現在條件下一定要備用一個牌坊 (即一邊機架)。
- 2) 用耐久的防腐塗料來保護機架的表面, 特別是遭受水和蒸汽腐蝕的地方以及應力集中最嚴

重的地方。

- 3) 儘量地使孔型佈置改為中央佈置 (應當說明, 從生產能力觀點來看這樣的孔型設計是比較差的)。
- 4) 根據道次和孔型來檢查壓下制度, 不可有不合理的載荷峯, 作用在一個機架上負荷的變化不應超過10~20% (考慮到孔型沿着軋輥長度的佈置情況; 容許有這樣的(10~20%)變化是因為機架均勻載荷的條件對設計孔型有一定困難)。

(三) 衝擊載荷對於機架強度的影響 [註10]

根據撞擊載荷來計算機器, 這是機械製造業中強度的新計算方法之一, 關於這個問題更詳細的可以參考專門的文獻 [註11]。

衝擊載荷對於機架的強度的第一方面的影響為彈性變形的擴散波而產生的動載應力, 這對於機架來說很小, 只有在某些軋機 (例冷軋薄板軋機的機架) 的機架計算時, 方用以下公式來檢驗其動載應力 [註12]:

$$\sigma = F v_n E \frac{1}{990 \sqrt{\frac{R \Delta h E}{r}}}$$

式中： σ 、 E 用公斤/公分²；

F 、 R 、 Δh （一道的壓縮）用公分；

v_n （軋製速度）用公分/秒；

r （比重）用克/公分³。

對於鋼： $E=2.2 \times 10^6$ 公斤/公分²， $r=7.8$ ，

$$l = \sqrt{R \Delta h} \text{， 因此： } \sigma = 4.2 \frac{F v_n}{l}$$

衝擊載荷對於機架強度另一方面的影響是：由於在受衝擊載荷時受載速度比較大，引起了零件材料塑性的改變，降低其強度，尤其是對於鑄

鐵材料的影響更大些。（對鋼來說則此影響非常小）。

因此在計算鑄鐵機架時，由於考慮其衝擊載荷而要將零件的安全係數提高20~25%。

* * *

在本文中提到了索科洛夫教授發表的機架疲勞強度計算的公式。在軋鋼車間中機械設備的許多零件在單向應力狀態時，最相近於脈動循環載荷應力，例如工作機座的機架，剪切機、矯正機的機架等，其應力情況差不多均為由0到 σ_{max} ，因此上述疲勞計算公式還可以推廣到計算其他處於單向應力狀態下（脈動循環載荷）的零件的計算。

（本文係根據一九五五年暑期作者給鞍鋼工程技術人員所作的報告補充整理。）

附 註

[註1]：可以參閱參考文獻（1）、（2）、（4），例如戰後蘇聯第一座1000初軋機機架，根據采利柯夫公式計算其軋製力在軋方坯時為600~700噸，而依愛克隆德公式計算則得出略小於采利柯夫公式之值。

[註2]：參見參考文獻（8）的501頁或其他文獻。

[註3]：參見參考文獻（4）的34~35頁，敘述得很詳細。

[註4]：參見參考文獻（4）的34頁，或參考文獻（5）。 α 值可由參考文獻（6）（7）查之。

[註5]：參見參考文獻（1）、（2）、（3）、（5）、（8）等。

[註6]：參見參考文獻（6）。

[註7]：參見參考文獻（6）149頁~151頁及259頁~262頁。

[註8]：可以由參考文獻（6）、（7）及“機械製造通報”雜誌的圖表查得各係數之數值。

[註9]：參見參考文獻（7）、（11）。

[註10]：詳見參考文獻（1）。

[註11]參閱參考文獻（11）。

[註12]：此動載應力不可與軋製應力相加起來，因為當達到軋製應力時此動載應力已經過去了，因此只用之來作檢驗，不可用作計算。

[註13]：該書為索科洛夫教授在北京鋼鐵學院講課時所寫的講義，將於1956年春分上下冊陸續出版（重工業出版社出版）。

[註14]可參閱參考文獻（1）、（6）、（7）、（9）、（10）以及一些關於汽車、機車等設計計算的書籍，例如“Примеры расчетов кранов”，Н.Г.Паплов 1954。

捷克斯洛伐克專家庫巴同志於1955年在北京鋼鐵學院作“軋鋼工廠機械化”的報告時（由重工業部主持的）也談到：現在在捷克的冶金機械計算中亦使用着疲勞強度的計算方法。

[註15]：（8）式的得來是這樣的：先假使A點與 σ_0 重合，且第二根直線成水平綫，並且設 σ_{-1} 、 σ'_{-1} 、 σ_B 在一直線上：

$$\text{因此 } \frac{\sigma_s - \sigma_{-1}}{\sigma_B - \sigma_{-1}} = \frac{SN}{BC} = \frac{FS}{FB} = \frac{EA}{EB} = \frac{FP}{FC} = \frac{\sigma'_{-1}}{\sigma_B}$$

故得： $\sigma'_{-1} = \sigma_B \frac{\sigma_B - \sigma_{-1}}{\sigma_B - \sigma_{-1}}$ 此即 (8) 式。

[註16]: 爲什麼要 $\gamma_g > 1.3$ 呢? 因爲除上述影響因素外還要考慮一些根據該零件具體情況而定的一些因素, 例如另件材質的均勻性, 另件的重要程度, 確定另件所受外力的公式或方法的準確度等, 因此在機架計算說來 γ_g 就不只是要大於 1, 而且還應該大於 1.3~1.7。關於此還可以參閱參考文獻 (6) 的第十一章或者參考文獻 (7)。

[註17]: 參閱參考文獻 (6) 262頁128式。

[註18]: 索柯洛夫教授領導下對蘇聯某廠進口初軋機的校核計算。

參 考 文 獻

- (1) “軋鋼車間機械設備”, 技術科學博士索柯洛夫 (Л. Д. Соколов) 教授著 [註13] 1956年版。
- (2) “軋鋼機”, 通訊院士采利柯夫 (А. И. Цельков) 著, 1946年版。
- (3) “Механическое оборудование прокатных цехов”, Док. канд. техн. наук А. А. Королев и др. 1955.
- (4) “Блюминг 1000”, А. А. Королев и др. 1955.
- (5) “機械製造百科全書”第八卷。1948。
- (6) “Расчет допускаемых напряжений для черных металлов в машиностроении” И. В. Подолов, 1947.
- (7) “Несущая способность и расчет деталей машин на прочность” проф. докт. техн. наук С. В. Серенсен и др. 1954.
- (8) “Механическое оборудование прокатных цехов” доц. канд. техн. наук И. Г. Кульбачный, 1946.
- (9) “有關蘇聯冶金機械製造的一些問題”, 機械製造雜誌1955年5期。索柯洛夫教授著。
- (10) “鑑定軋鋼機參考資料”, 索柯洛夫教授主編, 中華人民共和國重工業部印。1955。
- (11) “Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении”, С. Д. Пономарев и др. 1952.

疊合軋製薄板時的不均勻變形

(作為討論)

А. И. Виткин 著
葉其菁 譯

第一節 緒 論

在二重式自由上軋軋鋼機上疊合熱軋薄板時，發現在一束板疊中諸板產生不均勻延伸。這個現象過去很少有人去研究而且也未能引起專家們的足夠重視。除此之外，在這些專家們之間對於一束板疊中那一張板（最上的或最下的）延伸較大以及發生不同延伸的原因，尙未有肯定的見解。

由於一束板疊中的表面板加熱和冷卻的條件不同，所以混亂了對每張薄板延伸性質的認識。為了明確這個具有實際和理論意義的問題，我們曾試求對每一束板疊中諸板不均勻延伸的現象作出試驗及計算上的分析。

在世界的文獻上首先是俄羅斯工程師 Н. Л. Толстов 注意到和研究了一束板疊中的不均勻延伸的問題。

Н. Л. Толстов 在其書中指出：「上下部加熱一致的四層板疊軋製時上張及下張產生不同的延伸，但尺寸相差微小，也就是說，上面一張薄板的延伸要比下面一張薄板的延伸稍大。按照筆者的意見，引起此現象的原因是：上軋輥向鋼板傳遞壓力以及由於經過上軋輥傳遞鋼板而引起其溫度高於下軋輥溫度」。Н. Л. Толстов 列舉了四層台軋薄板延伸結果表，在此表中上部薄板和下部薄板的延伸率為：124.22%和106.57%；126.65%和109%；125.53%和106.49%等。

但是有一些試驗得出了相反的結果。Н. В. Гуговский 和 Н. И. Сведе-Щвец [2] 對在二重式自由上軋軋鋼機上軋製塑料確定合力位置時，證明了下軋輥的嚙入角 α 比上軋輥的嚙入角較大。

Иг. М. Павлов 描述，在二重式自由上軋軋鋼機上的軋製過程時，他把軋製系統從被軋鋼板厚度中央的水平線分割開。於是此下部系統包括

了有傳動裝置的軋輥，而其軋鋼過程的進行通常是依靠下軋輥摩擦力將鋼板拉入軋輥間隙。上軋輥為被動的自由軋輥，它和在引拔過程中一樣是由於被加工鋼條的作用而產生旋轉。另外還引起注意的是 Иг. М. Павлов 所作的自由上軋軋鋼機上前滑特徵曲線表，根據此表自由上軋輥上的前滑比有傳動的下軋輥前滑大。

對二重式自由上軋軋鋼機上疊合熱軋馬口鐵，Касвелл [4] 也曾敘述過，他曾判定了八層板疊中每張的延伸特性。

第二節 試 驗

為了驗證在二重式自由上軋軋鋼機上一疊合軋馬口鐵諸板的延伸不同，於1948年1月在 Северск 工廠以及於1948年3月在 Львовенск 冶金工廠進行了試驗；1948年11月於莫斯科某工廠在發起人的參加及領導下曾對鋅板進行了冷軋試驗。

在 Северск 冶金工廠進行試驗當中，在軋製一些疊板後諸板的厚度和長度之測量，因為板疊掀開後至軋製前，各張板均在折疊處錯位所以均被認為不確實。工程師 А. Г. Богомазов 曾提出較準確的試驗方法。其方法是在八層板疊在折疊前不掀分，在板疊表面上確定四個地點，並鑽成小孔，然後測量諸點間的距離（順着板疊為 l 和橫着板疊為 B ）。在軋製以後將板疊掀分，測量每張板上 l 和 B 數值，而且在每張薄板上取六點測量其厚度（圖1和表1）。

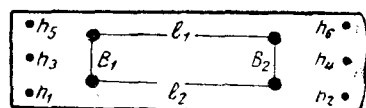


圖 1 八層疊板的測量圖

軋製前尺寸： $l_1 = 40.5$ 公厘； $l_2 = 400$ 公厘； $B_1 = 272$ 公厘； $B_2 = 273$ 公厘。

表 1 一 束 板 疊 測 量 結 果

板 號	軋 製 後 薄 板 的 尺 寸, 公 厘									
	l_1	l_2	B_1	B_2	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6
1	846	840.5	273.5	274	0.29	0.31	0.32	0.31	0.32	0.28
2	853	845.0	273.4	274	0.29	0.29	0.33	0.33	0.31	0.295
3	856	845.0	273.0	274	0.305	0.305	0.33	0.33	0.30	0.285
4	856	845.5	273.0	274	0.29	0.285	0.33	0.315	0.29	0.28
5	857	844.0	273.0	274	.28	0.275	0.315	0.305	0.30	0.28
6	857	844.0	273.0	274	0.31	0.29	0.33	0.295	0.315	0.28
7	857	844.0	273.0	274	0.305	0.29	0.34	0.32	0.33	0.32
8	845	839.0	273.0	274	0.30	0.30	0.34	0.325	0.33	0.31

一號板為最上張；八號板為最下張。

結論如下：

在一束板疊中№4和№5薄板最薄；其最上張薄板要比最下張薄板薄而延伸較大。每張薄板上厚度的最大差為0.05公厘，在一束板疊中諸板厚度的最大差為0.4公厘。

在Львовенск冶金工廠曾進行了馬口鐵八層疊合軋製實驗，也得到了類似結果（表2）。

表 2 薄板長度測量結果

疊板後端切頭	疊 板 號									
	1	3	7	9	11	12	13	14	15	
l_1	71	44	50	133	17	88	70	63	36	
l_2	93	60	95	143	45	100	102	80	54	
l_3	103	66	105	145	55	105	112	67	60	
l_4	103	67	105	150	54	106	118	90	64	
l_5	103	65	100	140	55	104	115	90	63	
l_6	95	60	90	130	52	100	97	81	50	
l_7	86	49	73	110	43	84	82	67	77	
l_8	75	30	39	91	38	66	57	46	35	

表2所載數據證實一束板疊中有不同的延伸：板疊中部的薄板要比外部的薄板延伸大，但按厚度却是最薄；最上張要比最下張延伸大。但是有時遇見一些板疊（例如板疊№1和№11），其最上張要比最下張延伸小。為了充分分析一束板疊中延伸不同的原因，我們覺得撤除軋製板疊

時的溫度因素是正確的。

某工廠在325×575公厘二重式軋鋼機上進行了疊合冷軋鋅板，該軋鋼機下傳動軋輾的圓周速度為1.0公尺/秒，軋輾溫度在70°以下。

試驗是按下列方式進行的：

1. 500×460×2.85公厘板坯軋成約兩倍長的荒軋板，然後折疊成兩層。

2. 兩層板軋製後折疊成四層以及四層軋製後折疊成八層。在軋製兩層板和四層板時，軋鋼工為了使鋅板能延伸均勻，在每一道次前將板繞縱軸翻轉180°（工廠的通常作法）。

3. 八層板尾部（折疊側的對面）在剪斷機上剪去。然後在表面一張板上用粉筆寫一個字母B（它代表一束板疊中最上的一張——一號板）和板疊的號碼。測出了板疊的長度L。

4. 八層板在軋鋼機上軋成約兩倍長而且對鋅板未進行翻轉，有字母B的板在每次軋製中均保持向上。

5. 軋製後的八層板在剪斷機上切去頭尾部200~250公厘（圖2）。並由板疊№2和№5頭尾部上切剪成小板n。沿a—a縱軸測量了L'，l和l'長度，並且量出了每張板的尺寸l（ l_1, l_2, \dots, l_8 ）和每一對板的尺寸l'（圖3）。同樣還量出板疊№1中所有鋅板的厚度（ h_1, h_2, \dots, h_8 ）和板疊№2, 3, 4, 5中的最上張和最下張板的厚度。所軋板疊共五塊其尺寸列於表3。

表 3 測 量 結 果

板疊編號	L	L'	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	l ₇	l ₈	l' ₁₋₈
1	430	525	228	239	339	239	232	222	200	182	204
2	453	525	251	268	273	273	267	256	235	193	245
3	520	533	186	190	202	202	201	194	179	161	186
4	468	485	224	228	230	230	227	219	207	192	207
5	420	567	193	201	207	208	204	191	171	152	178

續表 3

板疊編號	l' ₂₋₇	l' ₃₋₆	l' ₄₋₅	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇	h ₈
1	198	197	195	0.16	0.16	0.158	0.157	0.16	0.165	0.167	0.171
2	240	238	230	0.17	—	—	—	—	—	—	0.185
3	185	183	181	0.175	—	—	—	—	—	—	0.185
4	207	204	203	0.16	—	—	—	—	—	—	0.17
5	175	172	168	0.15	—	—	—	—	—	—	0.165

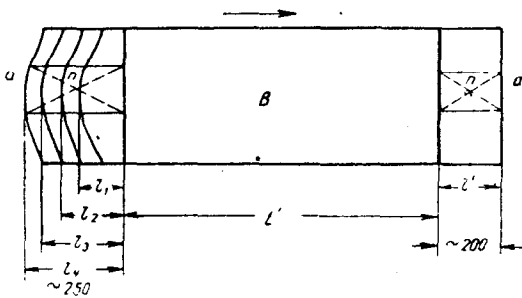


圖 2 各張板的剪切和測量

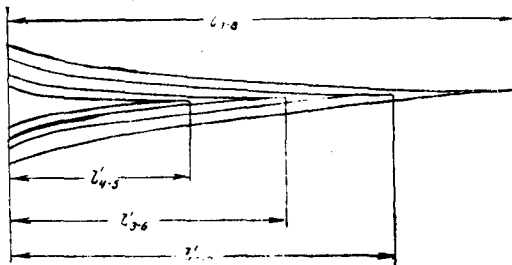


圖 3 每對板切頭（折疊端）長度的測量方式

爲了每板疊長度能够測量準確和延伸實際差數不會錯誤，我們會顧及到Северск 冶金工廠有關軋鋼過程中每對板折疊端發生相對移動的見解，而確定了每一張板的長度（圖3）：

$$L_1 = l_1 + L' + l'_{1-8}$$

$$L_2 = l_2 + L' + l'_{2-7}$$

$$L_3 = l_3 + L' + l'_{3-6} \text{ 等等,}$$

並且以最短的板L₈爲標準，確定了各板的延伸差。

對於板№1 $L_1 - L_8 = l_1 + L' + l'_{1-8} - (l_8 + L' + l'_{1-8}) = l_1 - l_8$

對於板№2 $L_2 - L_8 = l_2 + L' + l'_{2-7} - (l_8 + L' + l'_{1-8}) = (l_2 - l_8) - (l'_{1-8} - l'_{2-7})$

對於板№8 $L_8 - L_8 = 0$ （見表4）

由此可見，在工廠中所進行的試驗證明了：在二重式自由上軋軋鋼機上冷軋八層板時，最上面的板要比最下面的板延伸大，而板疊中部的板要比板疊外部的板延伸大。

表 4

延 伸 L _n - L ₈	板 疊 編 號				
	1	3	3	4	5
L ₁ - L ₈	48	58	32	32	34
L ₂ - L ₈	51	70	36	35	36
L ₃ - L ₈	50	73	38	34	39
L ₄ - L ₈	48	65	36	33	36
L ₅ - L ₈	41	59	35	30	32
L ₆ - L ₈	33	56	30	23	23
L ₇ - L ₈	18	37	17	14	12

第三節 一束板疊中諸板不均勻延伸的原因

為了比較所有試驗的資料，列舉了每束板疊中的延伸曲線；四塊鋼板疊和四塊鋅板疊(圖4和圖5)以及鋅板疊№2和№5切邊(折疊端的對面)照片(圖6)。

所列舉曲線有何共同點呢？

差不多在所有情況下，最上一張薄板的延伸較下一張延伸大，也就是在縱軸 Y—Y 同最上面薄板與下面薄板二點間的直線 a—b 構成了 φ 角。在軋製鋅板時 φ 角較大，嗣後逐漸減小。但在開始軋製馬口鐵時，因軋輥是經研磨好的， φ 角仍然很大，當軋輥開始粗糙時， φ 角復見逐漸減小。由此可知， φ 角的大小取決於軋輥與軋件間的摩擦係數。 φ 角愈大則摩擦係數愈小。

部薄板延伸較下部小者，則其解釋為熱軋時，上部薄板因某種緣故冷卻得比下部薄板較快。

在 Y—Y 垂直軸和 L 曲線所夾線段，在圖形的上部較大下部較小。然而 a—b 軸和 L 曲線所夾線段在 X—X 軸兩邊大致相等，也就是假設使 Y—Y 軸傾斜成 φ 角(上軋空轉的影響)，那時在 X—X 軸兩邊的圖形是對稱的。

我們看來板疊中上部薄板延伸較下部薄板延伸大有以下原因：下軋作用於板上的合壓力在下軋輥圓周上，位於嚙入弧上的 E 點，它趨近於軋輥的金屬軋入端，在滑角的範圍內。

在各層板中(在上軋輥和下軋輥之間)此力的作用點位於 E 點的連接直線上，而方向是摩擦圓切線方向(圖7)。於是在鄰近上軋輥的板層中的合壓力作用點趨近於金屬軋出端，位於臨界角 r' 的範圍內(在前滑範圍內)。

下軋合壓力作用於下部板層內的(鄰近下軋部份)水平分力是把金屬推入軋輥的作用力，也就是下部板層中金屬承受各方向的壓縮。在上部板層中的水平分力是將金屬從軋輥中向外拉出的作用力，也就是金屬在水平方向受拉力作用，而在垂直方向受壓力作用。在此情況下變形阻礙消失，因此上部板的延伸較下部板的延伸為大。

因而，若能除溫度因素的影響和軋製過程中能將板疊每次翻轉軋製，我們可做到一束板疊中的所有薄板能大致相同的延伸。

然而，在熱軋馬口鐵操作當中不僅不採用此法，同時也談不到忽略影響板疊中諸板延伸較大的溫度因素是可能的。所以在所有的圖上

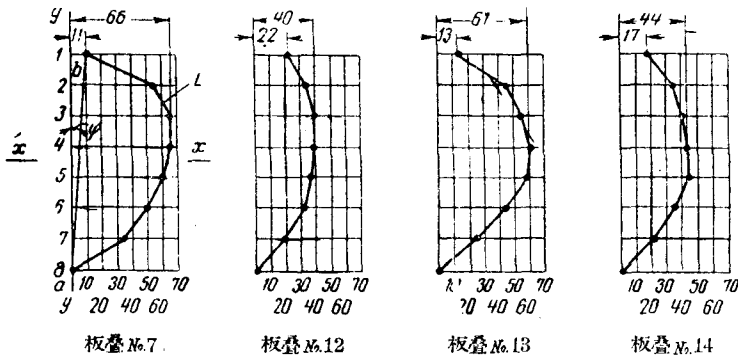


圖 4 八層馬口鐵的延伸(溫度 $t \approx 800^\circ$ 時軋製)

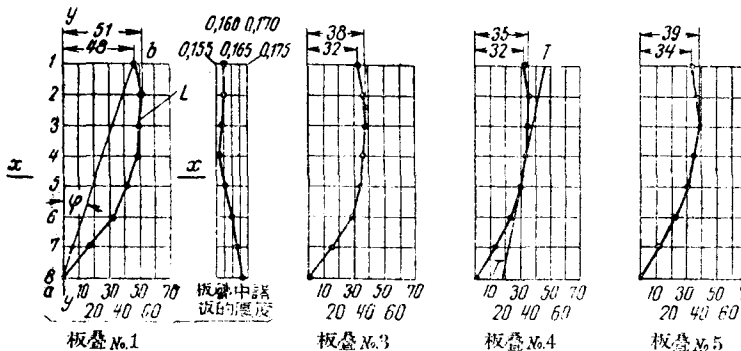


圖 5 八層疊合鋅板的延伸(溫度 $t \approx 15 \sim 50^\circ$ 時軋製)

所有高於 X—X 軸的曲線上半部中的薄板(№1, 2, 3和4)，通常比曲線下半部中與其對稱的薄板(№5, 6, 7和8)延伸較大。其原因是上部薄板有着較有利的延伸條件。如果有時遇見上

都有凸形的曲線，並且其頂點是在第三張或第四張薄板區內上(有時在第五張薄板上)。

當熱軋馬口鐵時曲線凸出顯著，當軋鋅板時曲線凸出不顯著。在圖形(參閱圖4, 5)中已明顯