

中央人民政府高等教育部推薦
高等學校教材試用本

軋鋼機

下冊

А. И. ЦЕЛИКОВ 著

呂桂彤 劉叔儀 譯



龍門聯合書局

中央人民政府高等教育部推薦
高等學校教材試用本



機 鋼 軋

下 冊

A. И. 采利柯夫著

呂世影 劉叔儀 譯

江苏工业学院图书馆

藏 书 章

龍 門 聯 合 書 局

本書係根據蘇聯黑色冶金及有色冶金科技出版社 (Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии) 出版的科學技術博士采利柯夫 (А. И. Целиков) 教授所著“軋鋼機” (Прокатные станы) 1946 年莫斯科版譯出。原書經蘇聯高等教育部審定為冶金學院教科書。

本書共分六篇，中譯本暫分上下兩冊出版，每冊各包括三篇。

本書第二篇由北京鋼鐵工業學院劉叔儀教授譯校，其餘各篇由該院呂桂彤工程師譯校。

軋 鋼 機

ПРОКАТНЫЕ СТАНЫ

下 冊

А. И. ЦЕЛИКОВ 著

呂桂彤 劉叔儀譯

★ 版權所有 ★

龍 門 聯 合 書 局 出 版

上海南京東路 61 號 101 室

中國圖書發行公司總經理

中國科學公司印刷

上海延安中路 537 號 電話 64545

1954 年 1 月初版 印數 0001—3500 冊

定價 ¥ 16,000

上海市書刊出版業營業許可證出 029 號

中央人民政府高等教育部推薦 高等學校教材試用本的說明

充分學習蘇聯的先進經驗，根據國家建設需要，設置專業，培養幹部，是全國高等學校院系調整後的一項重大工作。在我國高等學校裏，按照所設置的專業試用蘇聯教材，而不再使用以英美資產階級教育內容為基礎的教材，是進一步改革教學內容和提高教學質量的正確方向。

一九五二年九月二十四日人民日報社論已經指出：‘蘇聯各種專業的教學計劃和教材，基本上對我們是適用的。它是真正科學的和密切聯系實際的。至於與中國實際結合的問題，則可在今後教學實踐中逐漸求得解決。’我們現在就是本着這種認識來組織人力，依照需要的緩急，有計劃地大量翻譯蘇聯高等學校的各科教材，並將陸續向全國推薦，作為現階段我國高等學校教材的試用本。

我們希望：使用這一試用本及今後由我們繼續推薦的每一種試用本的教師和同學們，特別是各有關教研組的同志們，在教學過程中，對譯本的內容和譯文廣泛地認真地提出修正意見，作為該書再版時的參考。我們並希望各有關教研組在此基礎上逐步加以改進，使能結合中國實際，最後能編出完全適合我國需要的新教材來。

中央人民政府高等教育部

目 錄

下 冊

第四篇 傳送轉動到軋軛的機件

第一章	接軸及梅花形軸套	363
89.	梅花形接軸及軸套.....	363
90.	梅花形接軸強度計算.....	364
91.	關於梅花形軸套的計算方法.....	366
92.	萬向接軸的構造.....	378
93.	萬向接軸強度計算.....	383
94.	接軸托架.....	395
第二章	主動連接器及電動機連接器	399
95.	軋鋼機主要機列中連接器的用途.....	399
96.	奧德曼式連接器.....	401
97.	施列曼式連接器.....	402
98.	接齒式連接器(法斯特式及普拉式).....	403
99.	巴馬格式連接器.....	408
100.	比比式連接器.....	410
101.	安全連接器.....	412
第三章	齒輪傳動裝置	417
102.	用於軋軛傳動裝置的齒輪傳動裝置型式.....	417
103.	齒按表層中應力的計算.....	422
104.	齒的彎曲計算.....	429

105.	齒輪座的齒輪·····	431
106.	齒輪座的軸承·····	435
107.	齒輪座的傾側計算·····	438
108.	齒輪座機架強度計算·····	442
109.	齒輪座機架構造·····	453
110.	齒輪減速器·····	458
第四章	飛輪·····	465
111.	飛輪的用途及其主要參數的確定·····	465
112.	飛輪的環動力矩、直徑及重量間的關係·····	469
113.	飛輪強度計算·····	471
114.	飛輪的構造·····	474

第五篇 特殊構造的軋鋼機

第一章	有直立軋輥的軋鋼機·····	477
115.	軋邊機·····	477
116.	全軋式軋鋼機(萬能式軋鋼機)·····	483
第二章	橫向及旋進式軋製時軋輥上的作用力·····	491
117.	橫向軋製時軋輥及軋板上的作用力·····	491
118.	旋進式鋼管軋製的運動學·····	495
119.	旋進式軋製時接觸面積的確定·····	501
120.	斜輥式穿軋機中軋輥上作用力的方向·····	505
121.	穿軋機中軋輥及心棒上的壓力·····	508
122.	圓盤式穿軋機中圓盤上作用力的方向·····	510
第三章	鋼管軋機·····	513
123.	穿軋機·····	513

124.	搖擺式鋼管軋機	519
------	---------	-----

第六篇 輔助機器及機械

125.	輔助機器的用途及其分類	529
126.	輔助機器的作業方式及傳動裝置	530
第一章	剪切機及鋸機	534
127.	軋鋼車間中應用的剪切機主要型式及其用途	534
128.	剪切機上金屬的剪切力	535
129.	有平行刀片的剪切機	539
130.	有傾斜刀片的剪切機	544
131.	剪切機刀片	546
132.	飛剪機的用途及分類	547
133.	雙鼓式飛剪機	548
134.	熱鋸機	551
第二章	矯正機及捲取-旋捲機	556
135.	矯正機主要型式	556
136.	輥式矯正機	558
137.	捲取-旋捲機主要型式	562
138.	張力捲筒	564
139.	線材及小型鋼材捲取機	567
第三章	輸送軋件的機器與機械	571
140.	輥道	571
141.	升降台	574
142.	推床	580
143.	翻側機	582

144.	加熱爐推鋼機.....	587
145.	推出機.....	590
146.	鋼錠及大鋼坯輸送車.....	592
147.	機動冷床的一般性質及其主要尺寸的確定.....	594
148.	條形鋼材軋機機動冷床.....	599
參考資料.....		607
名詞對照表.....		615
人名地名對照表.....		621

第四篇 傳送轉動到軋輥的機件

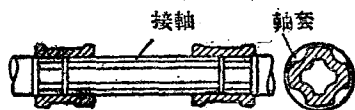
第一章

接軸及梅花形軸套

89. 梅花形接軸及軸套

在軋輥中心線間的距離在工作機座中改變的範圍不大的情形下，通常用梅花形接軸及軸套(трефовые шпиндели и муфты)(圖 246)自齒輪座的齒輪或自離傳動裝置較近的工作機座軋輥傳送轉動到該機座的軋輥。這些接軸和軸套也叫做連接的或中間的接軸和軸套。

梅花形接軸的斷面要選擇和軋輥梅花頭一樣的形狀和尺寸(見第 48 節)。



軋輥直徑在 450—500 公厘以上的軋鋼機中，接軸通常帶有支托軸承，這

圖 246. 梅花形接軸及軸套

時接軸中間作成頸狀，其直徑約 $0.88d_1$ ，這裏 d_1 ——梅花形接軸直徑。

接軸長度要作得使接軸上放了兩個軸套後，還留出 20 到 80 公厘的空隙，以便套起重機的鋼絲繩。

接軸由鑄鋼，有時並由 $\delta_s \approx 16\%$ ， $\sigma_s = 50 - 60$ 公斤/公厘² 的鍛鋼造成。

軸套通常由生鐵造成。軸套內面作成與接軸斷面形狀相合，並有 $\delta \approx 0.015 d_1$ 的空隙。軸套中突出部分按照圖 247，用兩個相同的半徑由不同的中心作成，以便傳送扭轉力矩時，軸套的突出部分與接軸更正

確地接觸。

軸套壁的厚度通常是：

在兩邊：

$$s_1 \approx 0.25 d_1,$$

在中間：

$$s_2 \approx \frac{2}{3} s_1.$$

軸套長度作成等於軋輥梅花頭長度的兩倍加上軋輥梅花頭端與接軸端間的空隙量。

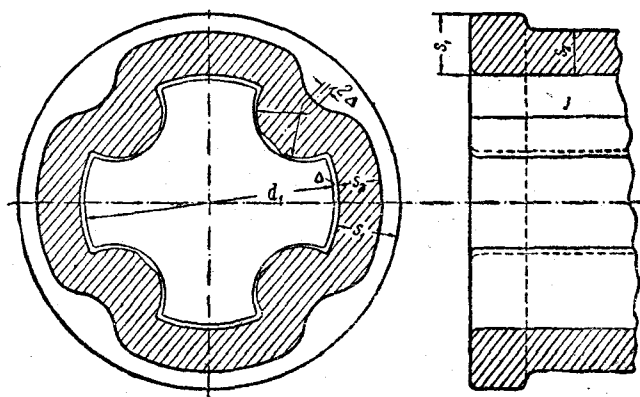


圖 247. 梅花形軸套形狀及尺寸

在軋輥間的距離改變的範圍很大，以及接軸對軋輥中心線的傾斜角大約超過一度的情形下，有時用帶球形梅花頭的接軸，然而到最近幾年這種型式的接軸已不適用而被萬向接軸所排除。

90. 梅花形接軸強度計算

梅花形接軸通常在一個方向的扭轉下工作。最大扭應力不在離接軸中心最遠的點上，就是不在沿 AB 弧上(圖 248)，而是在 C 點。

利用卜魯德爾(Прандтль)的類比, 就不難相信, 按照這類比扭應力與彈性膜表面的傾斜角成正比, 這彈性膜是被扭轉的軸斷面輪廓與經受的均勻壓力所依據。

準確地解決關於梅花形接軸扭轉的問題是有些困難, 這些困難, 已經知道, 是求出應力的函數中所造成。近似地, 但比實際計算中所需的準確度還更準確地, 已經由羅索夫斯卡亞(Розовская)把這問題順利地解決了〔117〕, 並且由它算出帶凹部的梅花頭,

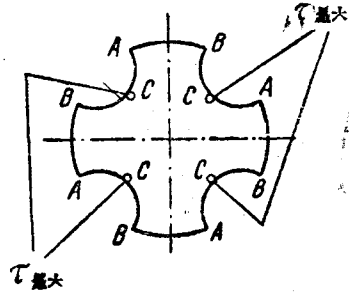


圖 248. 接軸中最大扭應力位置

這些凹部的半徑如下式所示時, 凹部的中心就在梅花頭的外接圓上:

$$r_2 = \frac{r_1}{3},$$

式中 r_1 ——梅花頭外接圓半徑。

這梅花頭中, 最大扭應力(在 C 點)由下面公式表示:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{kp}}{0.0706 d_1^3}, \quad (290)$$

式中 M_{kp} ——扭轉力矩。

梅花頭對扭轉的阻力矩等於:

$$W_{kp} = \frac{M_{kp}}{\tau_{\max}} = 0.0706 d_1^3, \quad (291)$$

式中 d_1 ——梅花頭直徑。

從這公式得出, 梅花頭或接軸中的凹部大大地減弱它對扭轉的阻力矩, 因此這阻力矩比圓形斷面的整軸小到 2.83 分之一。

爲了比較羅索夫斯卡亞所研究的梅花頭形狀與軋鋼機中所用的普

通梅花頭形狀，引用圖 249，其中實線範圍內表示按軋鋼工作者手冊 (Хютте) 的資料，當 $r_2 = 0.207 d_1$ 和 $d_2 = 0.66 d_1$ 時的梅花頭斷面，而虛線表示羅索夫斯卡亞計算的梅花頭斷面。從這圖中見到，兩個梅花頭的

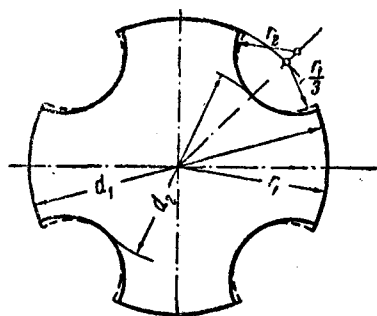


圖 249. 接軸斷面比較：羅索夫斯卡亞計算的(虛線)及按軋鋼工作者手冊資料的

的形狀彼此很少有區別。梅花頭角上所有不大的差別可以完全略去，因為它屬於扭應力很小的地區，因此這些地區對阻力力矩大小的影響極小，雖然它離梅花頭的中心很遠。

從這裏得出，公式(291)在計算對扭轉的阻力力矩可以有效地應用於軋鋼機的普通梅花頭及梅花形接軸。

91. 關於梅花形軸套的計算方法

關於梅花形軸套強度計算的問題目前還沒研究出來，實際上它們的尺寸通常按經驗資料選定。

梅花形軸套強度計算的主要困難是由於軸套突瓣 (кулак) 上的壓力分佈不固定。

在那情形，假如軸套及接軸沒有偏折 (перекос) 地工作，並且軸套突瓣在梅花頭凹部間很好地配合，就可以意料到，軸套所有四個突瓣上的負荷將近乎均勻地分佈着。然而，同時也可能有另一種情形，若軸套與接軸在很大的偏折下工作，或軸套與接軸及軋輥的梅花頭還沒配合好。這時軸套的工作條件將更沉重，因為負荷僅在軸套的兩個突瓣上分佈。

關於這個問題已經由索波列夫斯基 (Соболевский) 作了十分正確

的說明[118], 梅花形軸套中的應力, 因而它們的強度也是決定於軸套突出部分與梅花頭或接軸的配合, 也決定於偏折的大小。

爲了根據軸套的工作條件確定軸套中應力可能的值, 我們研究兩種情形的梅花形軸套近似計算, 就是當負荷在軸套的四個突瓣上分佈(第一類負荷)與兩個突瓣上分佈(第二類負荷)[120]。

負荷在四個突瓣上均勻分佈時軸套中的應力 接軸及梅花頭在軸套突瓣上的壓力顯然在與突瓣表面垂直的方向(圖 250, a)。負荷在四個突瓣上均勻分佈時, 這壓力的大小爲:

$$P_1 = \frac{M_{kp}}{4a} = \frac{M_{kp}}{4r \sin \alpha}, \quad (292)$$

式中 M_{kp} ——軸套傳送的扭轉力矩;

a ——力 P_1 的力臂;

r ——軸套中心及突瓣曲面中心間距離;

α ——表示接軸或梅花頭在軸套突瓣上壓力合力作用點的角。

軸套的每一個突瓣上顯然將受兩個力 P_1 ——一個從接軸方面, 另一個從軋輥

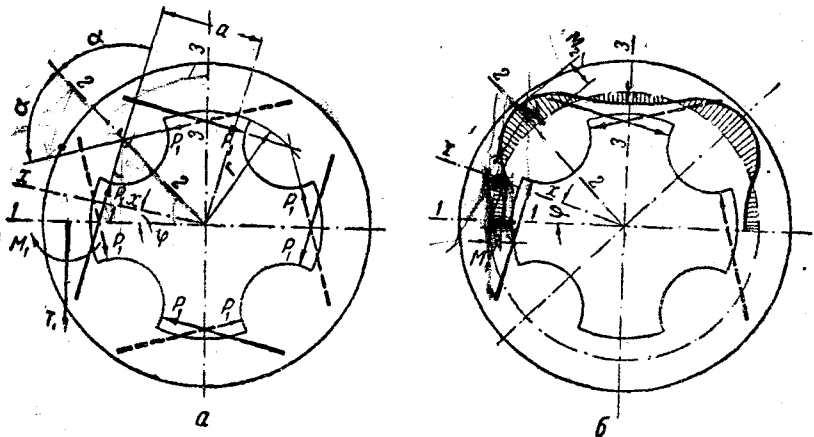


圖 250. 負荷在四個突瓣上均勻分佈時(第一類負荷)軸套中的力(a)及彎曲力矩圖(b)

的梅花頭或齒輪的梅花頭方面。

如果假設，突瓣上與軸套中心線垂直的平面中的單位壓力按三角形分佈，那麼當突瓣接近平圓柱形時，在普通的軸套形狀可以近似地假設 $\alpha \approx 60^\circ$ 。在這情形，突瓣上從接軸或梅花頭方面的壓力表示如：

$$P_1 \approx \frac{M_{KP}}{4r \times 0.867} \approx 0.288 \frac{M_{KP}}{r}. \quad (293 a)$$

如果假設角 $\alpha = 45^\circ$ ，那麼我們得到一些較危險的負荷情形，在這情形下，軸套突瓣上的壓力為：

$$P_1 \approx \frac{M_{KP}}{4r \times 0.707} \approx 0.354 \frac{M_{KP}}{r}. \quad (293 b)$$

在軸套突瓣上力 P_1 的作用下，軸套中除發生扭應力外，也發生彎曲應力和拉伸應力。

為了簡化計算，我們用近似的方法確定彎曲應力和拉伸應力，就是把軸套的緣看成平面的環，集中的力 P_1 從裏面加到這環上。

在 1—1 斷面中（見圖 250, a），軸套下部對上部的作用顯然以某些拉力 T_1 及彎曲力矩 M_1 的形式表示。由於對稱的關係，這斷面上半徑方向相交的力不存在。

力 T_1 可從半面軸套平衡的條件求得

$$2T_1 = 2P_1 [\cos(\alpha - 45^\circ) - \sin(\alpha - 45^\circ)],$$

由此

$$T_1 = \sqrt{2} P_1 \cos \alpha.$$

從方程式(292)代入力 P_1 的值，得到：

$$T_1 \approx 0.354 \frac{M_{KP}}{r \operatorname{tg} \alpha}. \quad (294)$$

根據軸套一個象限的彈性變形位能，按下式求得 1—1 斷面中的彎曲力矩。

$$\int_0^{\frac{\pi}{4}} M_x \frac{\partial M_x}{\partial M_1} \frac{1}{EI} r_x d\varphi = 0, \quad (295)$$

式中 M_x —— $x-x$ 斷面中彎曲力矩；

E ——彈性模數；

I ——斷面慣性矩；

r_x ——中和線半徑；

φ ——沿徑的 $x-x$ 斷面及 1-1 斷面間的角。

$x-x$ 斷面中的彎曲力矩等於：

$$M_x = M_1 - T_1 r_x (1 - \cos \varphi), \quad (296)$$

由此：

$$\frac{\partial M_x}{\partial M_1} = 1.$$

將這些力矩及它的導數的值代入方程式(295)，得到：

$$\int_0^{\frac{\pi}{4}} \frac{M_1 - T_1 r_x (1 - \cos \varphi)}{EI} r_x d\varphi = 0.$$

爲了簡化計算，假設 I 與 r_x 的量不變，得到：

$$M_1 = \left(1 - \frac{2\sqrt{2}}{\pi}\right) T_1 r_x$$

或，按照方程式(294)，代入力 T_1 的值後，假設 $r_x = r_1$ ，我們有：

$$M_1 \approx 0.354 \frac{M_{\kappa P}}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (297)$$

現在求得 2—2 斷面中拉力及彎曲力矩的值。

將力 T_1 投影到 2—2 斷面的法線上，得到這斷面中的拉力

$$T_2 = T_1 \cos 45^\circ$$

或

$$T_2 \approx 0.25 \frac{M_{\kappa P}}{r \operatorname{tg} \alpha}. \quad (298)$$

按方程式(296)求得 2—2 斷面中的彎曲力矩

$$M_2 = M_1 - T_1 r_x (1 - \cos 45^\circ).$$

按照方程式(294)及(297)，代入 M_1 及 T_1 的值，得到：

$$M_2 \approx -0.068 \frac{M_{\kappa P}}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (299)$$

軸套半面的彎曲力矩圖表示在圖 250, 6 中, 這圖是從纖維被拉伸的方面畫出。

由拉力及彎曲力矩共同作用的拉伸應力極限值 (экстремальные значения) 顯然在 1—1 及 2—2 斷面中; 在 1—1 斷面中, 這些應力在軸套的表面上, 它們表示如:

$$\sigma_1 = \frac{T_1}{F_1} + \frac{M_1}{W_1} \quad (300)$$

式中 F_1 及 W_1 ——沿徑的 1—1 斷面的面積及阻力力矩。相反地, 在 2—2 斷面中, 最大拉伸應力在軸套的外表面上。

負荷在兩個突瓣上分佈時軸套中的應力 當軸套必須自接軸到梅花頭傳送轉動力矩或相反方向傳送轉動力矩而在某些偏折情況下時, 在軋輥中心線間距離的改變將引起這種負荷情形。甚至在軸套中, 它的突瓣會這樣好地配合着, 在沒有偏折地工作時, 它們曾保障了負荷在突瓣上均勻地分佈, 所有四個軸套突瓣上的負荷已不再一樣。

假定說, 接軸及梅花頭佔圖 251 中所示的位置, 就是無論接軸或梅花頭在直徑上相對的兩個梅花瓣是在直立的平面內, 而其餘兩個是在水平的平面內。如果假設沒有偏折, 軸套與接軸及梅花頭的各個梅花瓣間的切線空隙相同, 並等於 Δ , 那麼有偏折時, 這空隙將不同。

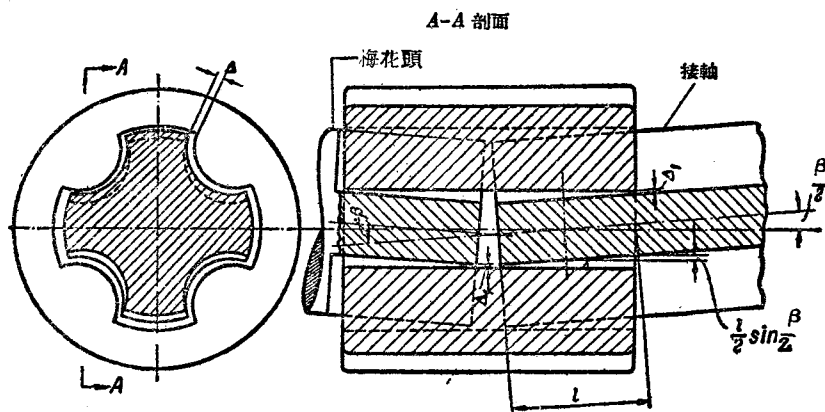


圖 251. 偏折對軸套及梅花頭間切線空隙的影響

在直立的梅花瓣與軸套間，這空隙大約仍然等於 Δ ，而在水平的梅花瓣與軸套間，這空隙為：

$$\Delta_1 \approx \Delta - \frac{l}{2} \sin \frac{\beta}{2},$$

式中 l ——梅花頭工作長度；

β ——接軸及梅花頭間偏折角。

傾斜很大時， $\frac{l}{2} \sin \frac{\beta}{2}$ 的量可能超過接軸及軸套接觸面的壓縮變形量，那時負荷不是由接軸的全部四個梅花瓣傳送到軸套，而是僅由水平位置的兩個梅花瓣傳送。

這種負荷情形由圖 252, a 代表，這裏四個相等的力 P_2 加到軸套突瓣上——兩個從接軸以及兩個從梅花頭。

力 P_2 的大小由下式確定：

$$P_2 = \frac{M_{kp}}{2a} = \frac{M_{kp}}{2r \sin \alpha}, \quad (301)$$

式中 M_{kp} ——軸套傳送的扭轉力矩；

a ——力 P_2 的力臂；

r ——軸套中心及突瓣曲面中心間的距離；

α ——表示力 P_2 作用點的角，力 P_2 就是軸套突瓣上接軸或梅花頭壓力的合力。

$$\alpha = 60^\circ \text{ 時} \quad P_2 \approx 0.576 \frac{M_{kp}}{r} \quad (302 a)$$

$$\text{和 } \alpha = 45^\circ \text{ 時} \quad P_2 \approx 0.707 \frac{M_{kp}}{r}. \quad (302 b)$$

軸套緣中的拉力及彎曲力矩也用像上面情形中一樣的簡化方法算出。

首先由半面軸套平衡的條件求出 1—1 斷面中拉伸軸套緣的力 T_1 ：

$$T_1 = P_2 \cos (\alpha - 45^\circ)$$

或

$$T_1 = \frac{\cos (\alpha - 45^\circ)}{2r \sin \alpha} M_{kp}. \quad (303)$$