

80716

基本館藏

高等學校教學用書

# 鐵道綫路及綫路業務

(中 冊)

王其鈞 編



人民鐵道出版社

54  
5/3938  
T-114

高等學校教學用書

# 鐵道綫路及綫路業務

(中 册)

Г. М. 沙湖年 著

王竹亭 熊大道 合譯

人 民 鐵 道 出 版 社

一 九 五 六 年 · 北 京

本書講述鐵道綫路的構造及其各部分的設計計算方法，包括關於綫路機器的工作進行方法在內。原書共有六編，現分爲上中下三冊出版。本中冊包括第三編（軌道的構造與設計）和第四編（綫路之連接與交叉）兩編。

本書經蘇聯高等教育部審定爲鐵道學院的參考書，並可作爲鐵路上綫路設計、建築和保養工作人員研究參考之用。

## 鐵道綫路及綫路業務

（中 冊）

ПУТЬ И ПУТЕВОЕ ХОЗЯЙСТВО

蘇聯 Г. М. ШАХУНЯНЦ 著

蘇聯國家鐵路運輸出版社（一九四九年莫斯科俄文本）

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Москва 1949

王竹亭 熊大道合譯

人民鐵道出版社出版（北京市霞公府十七號）

北京市書刊出版營業許可證出字第零壹零號

新華書店發行

人民鐵道出版社印刷廠印（北京市建國門外七聖廟）

一九五四年十二月初版

一九五六年六月初版第四次印刷平裝印 5,021—6,530冊

書號：270 開本787×1092 1/32 印張 8 1/2 214千字 定價（10）1.84元

# 中 册 目 錄

## 第三編 軌道的構造與設計

### 第一章 概述。直綫上的軌道

§1. 概述。車輛對軌道構造有影響的走行部分的構造。直綫上的軌道	1
----------------------------------	---

### 第二章 曲綫上的軌距

§2. 曲綫上軌道構造的特點。內接的類型	14
§3. 軌道必要的寬度及加寬的確定	18
§4. 機車車輛的構造上有保證內接於曲綫的措置，按這些措置 以計算軌道的必要寬度及加寬	26
§5. 軌道寬度及加寬標準	38
§6. 曲綫護軌及特別裝置的鋪設	40

### 第三章 曲綫外軌超高

§7. 曲綫外軌超高的計算及機車車輛在曲綫上穩定條件的確定。 外軌超高的標準	49
---	----

### 第四章 緩和曲綫

§8. 緩和曲綫的基本理論	64
§9. 普通採用的緩和曲綫	75
§10. 緩和曲綫的測定	83

### 第五章 短軌

§11. 短軌數量及鋪設程序的確定	21
-------------------	----

## 第六章 雙綫鐵路曲綫構造的特點。便(繞)綫

§12. 雙綫鐵路曲綫構造的特點	98
§13. 便(繞)綫、渡綫的測定	99

## 第四編 綫路之連接與交叉

### 第一章 概論、單式道岔

§1. 概論。單式道岔之構造	104
§2. 轉轍器的計算	153
§3. 轍叉的計算	164
§4. 單式道岔主要尺寸的確定	171
§5. 單式道岔軌距之確定	184
§6. 普通道岔在彎道上的鋪設	196
§7. 死交叉。交分道岔	206
§8. 道岔之各種組合。目前的問題	221

## 第三編 軌道的構造與設計

### 第一章

#### 概述。直綫上的軌道

##### §1. 概述。車輛對軌道構造有影響的走行部分的構造。直綫上的軌道

軌道的構造及設計問題，很多年以前，蘇聯的學者們就有深刻的研究：遠在1838年，就有Н·И·Лиси發表了關於路綫直綫間用以彼此接連的曲綫理論的鉅作。天才的俄羅斯工程師 А·А·Холодецкий 教授於1888年在『活載重在鋼軌中所發生的應力對鐵路鋼軌的磨損問題』中，和其他的重大問題，平行的討論了列車在曲綫上的嚴整理論，指出如何規定車輛在曲綫上行駛時的剛距旋轉的中心，等等；這些問題的解決，都比國外解決得較早。

淵博的俄羅斯學者，К·Ю·Цеглинский 教授在1903年發表了卓越著作『鐵道路綫的曲綫』，這著作中關於路綫及列車間的互相作用與曲綫上軌道的構造的理論，決定了在這個問題上俄羅斯學派的主導地位。

關於路綫及列車間的互相作用問題，在蘇聯交通部科學研究所及下列各專家的研究報告中，尤其得到特別巨大的發展：Н·Т·Митюшин, А·М·Гедьцкий—Цвирко, Б·Н·Веденисов, К·Н·Миценко, П·Г·Козийчук, К·П·Королёв及很多其他學者。

無疑義的，在軌道構造及設計問題中，蘇維埃學派佔有領導地

位。

列車行駛時，其車輪沿着鋼軌滾動，其運動乃由一種邊緣（輪緣）引導，不使脫軌。

組合輪是普通常用的，就是在輪心上箍以輪箍（輪心普通是用鋼鑄造）。

輪箍磨損到容許最大限度時，即換以新的輪箍。

輪箍、輪心及其把輪箍連結到輪心上去所用的配件，綜合一起，叫作組合輪。

組合輪以外，還有無箍輪，其輪心及輪箍合而為一，這種車輪有兩種基本類型：特別鑄鐵所鑄造的及整軋鋼的。

軸及所連接的兩輪，統稱為輪對 圖464示出一個直徑為950公厘的輪對，輪軸是按蘇聯國家標準ГОСТ4007—48第Ⅲ類型的。

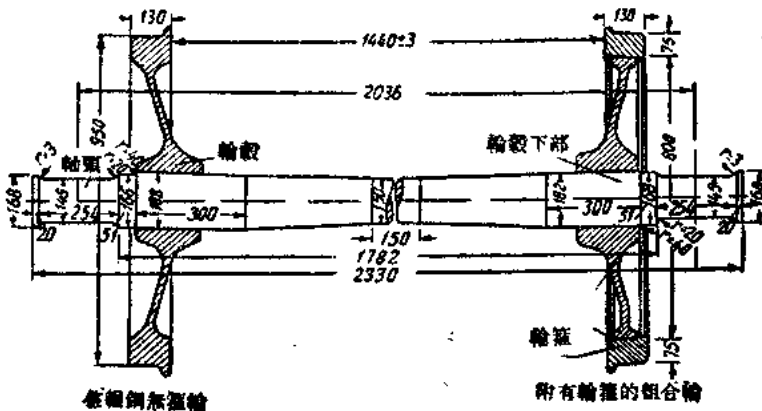


圖 464

車輪以其殼（圖464）在強大壓力（35—105噸）下，死裝在軸上，軸徑要比輪殼徑大0.10—0.30公厘。因此車輪只能與車軸一起轉動。這種構造是需要的，因為在自由安裝下，輪殼如有磨損（就是輪子與軸連接之面如有磨損）或者軸面如有磨損（就是軸與輪相接連的面上），則車輪的位置可能與垂直線有偏向，因而脫軌。

爲了一切鐵路車輛能够完全安全的行駛於軌道上，而這種軌道在直綫上有一定的寬度(兩側軌頭內邊間的距離)，而在曲綫上也有近於這種規定的寬度，必須：

1) 所有的車軸，其所裝的兩個車輪間必須有同一的距離(只允許很小的差別存在，這問題將來還要論及)；

2) 車輛運行時，各軸永恆的彼此平行(只有在特別構造下才有例外，後面還要論及)；並在直綫上時，各軸要和綫路軸綫實際地垂直，在曲綫上也近於垂直。

倘若不然，如果輪軸對軌條(在平面上)的斜撓太大，就可能脫軌，這是由於車輪要墜落於鋼軌之間的緣故(圖465)。



圖 465

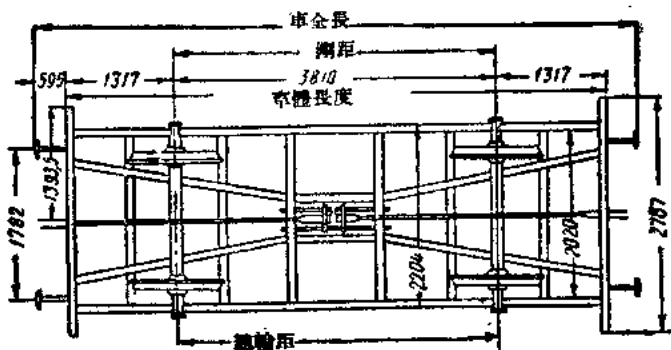


圖 466

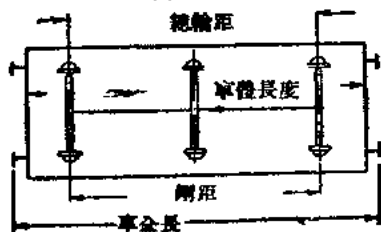


圖 467



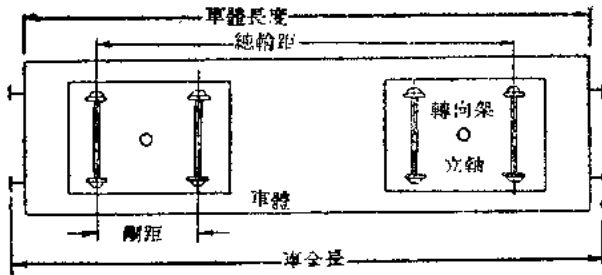


圖 468

車輛的兩個最靠邊的軸，如果在直線上或曲線上運行時，總是平行，其間距離就叫做車輛的剛距。圖 466 示出一個雙軸車輛的底架，其剛距為 3810 公厘。

在圖 467 上，是一個三軸車輛的示意圖，可以看出其剛距。

車體太長時，是把車體經過一種立軸安設在兩個轉向架上（轉向架多半是雙軸的），兩個轉向架間，可以各不相關的在平面上獨自進行角位移（圖 468）。其剛距即變成每個轉向架的兩軸間的距離了。

剛距以外，車輛還有總輪距（Полная колесная база），這就是兩個最靠邊的軸間距離，圖 466 及 467 上所示的車輛，其剛距與總輪距一致。四軸車輛，有兩個轉向架（圖 468），其總輪距是兩個轉向架相距最遠的兩軸間的距離。車輛兩橫端壁彼此間的距離，叫做車體長度，而緩衝盤之間的车身長度，叫做車全長（圖 466—468）。

車輛走行部分還有一個特點，就是車輪踏面的傾斜（即錐體）。因此鋼軌安設在軌道上時，須具內傾度（就是向軌道內傾斜）。

在蘇聯的鐵路上，也像在很多國家中，使用  $\frac{1}{20}$  的車輪踏面傾斜度及鋼軌內傾度。

為什麼要用傾斜度及傾斜度的效用，見於後面，在研究了直線上軌距問題以後。

在蘇聯鐵路上，常用下列的三種主要車輪類型（圖 469）：A）機車車輪，B）車輛及煤水車的鋼質車輪及 B）車輛的鑄鐵車輪。

在這個圖上，車輪踏面及輪緣的最大容許磨損量，是用虛綫表示

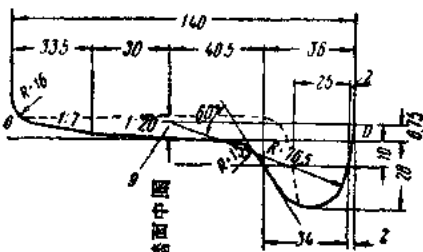
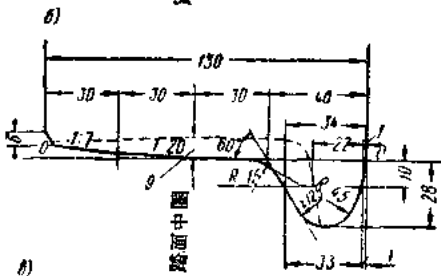
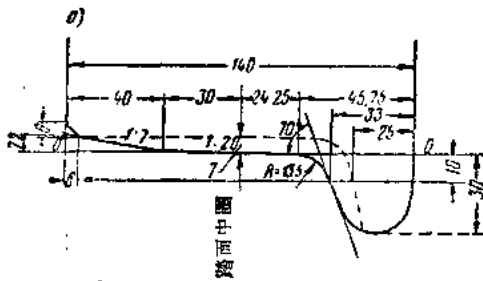


圖 469

的，最大磨損 9 公厘是適用於貨運車輛及煤水車者。長途客運車輛，只容許磨損 7 公厘，短途客運車輛則為 8 公厘。

遵照蘇聯技術管理規程 (НТЭ) 輪緣厚度的測量，是自輪緣頂點起 20 公厘或 18 公厘處 (機車為 20，其他車輛為 18) 計算 (或者自踏面中綫 10 公厘處)。這裏機車的輪緣全部厚度，與這樣量出的結果沒有差別；在鋼質的車輛及煤水車中，相差 1 公厘左右，鑄鐵輪緣相差 2 公厘。這些尺寸都表示在圖 469 上。

同時要指出的，軌距也要在軌頂下邊 10 公厘處的軌頂內邊計量。

車輪踏面先有  $\frac{1}{20}$  的傾

斜度，以後變為  $\frac{1}{7}$ ，最後有一段為高寬各 6 公厘的斜稜。可用圓弧以代替斜稜，在鋼質整碾車輪上用半徑  $R=10$  公厘的圓弧，在鑄鐵車輪上用  $R=16$  公厘的圓弧。這是為了車輪從轍叉進入轉轍器時易於自轍軌行入基本軌上；並且為了踏面在  $\frac{1}{20}$  傾斜範圍內的磨損，不致在踏面上發展成深溝，而磨損可以沿着虛線所示的位置發展 (圖 469)。

以後用  $h_{max}$  表示輪緣未被磨損時的全部厚度，用  $h_{min}$  表示已被磨損到最大容許限度的厚度。車輪內距（即車輪內邊間的距離）假設為：正常者為  $t_0$ ，最大容許者為  $t_{max}$ ，最小容許者為  $t_{min}$ 。

輪對寬度，是指車輪內距加上輪緣全部厚度，相應的用  $q_0$ ， $q_{max}$  及  $q_{min}$  表示三種輪對寬度，因而可得：

$$q = t + 2h. \quad (1)$$

輪對主要尺寸，列於下表23。

表23

車輪名稱	自踏面中 圈計輪緣 高度公厘	踏面中圈 上車輪最 大磨損 公厘	車輪寬 度 公厘	h 公厘		t 公厘			q 公厘		
				最大	最小	最大	正常	最小	最大	正常	最小
機車車輪	30	7	140 <sup>+3</sup> <sub>-4</sub>	33 33	25 25	1443	1440	1437	1509	1506	1487
鋼質車輛及 煤水車車輪	28	9	130 <sup>+5</sup> <sub>-4</sub>	34 33	23 22	1443	1440	1437	1511	1508	1483
鑄鐵車輛車 輪	28	9	140 <sup>+2</sup> <sub>-10</sub>	36 34	27 25	1441	1437	1434	1513	1509	1488

附註：1. h 的分子數值，是全部厚度，分母是自踏面中圈10公厘處所量的厚度。q 的數值是按輪緣全部厚度的h 所計算的。

2. 車輪寬度的誤差容許出入量只是允許在斜邊或其相應的圓弧上發生。

3. 車輛及煤水車車輪寬度的誤差容許出入量，適用於車輛輪；煤水車的與機車的相同，就是+3及-4。

各種車輪的直徑（在踏面中圈上計量）是不相同的。鋼質的車輛車輪，是1050或950公厘；鑄鐵的車輪，是900或970公厘。機車的導輪及附輪是自760（E型機車）到1320公厘（M及C型）。機車主動輪直徑自1200公厘（O型）至1900公厘及以上（客運機車）。

輪緣與水平面所成傾斜角度：車輛是60°，機車是70°。

軌條的軌距綫與車輪間，永恒存在着有一種活動量。

如果輪對在直綫上的位置，是一邊的輪緣緊靠鋼軌，則另一車輪的輪緣與鋼軌之間，就有一個活動量 $\delta$ （圖470），這活動量一方面隨着輪對寬度 $q$ 變動，另一方面還要隨着軌距 $S$ 變動。

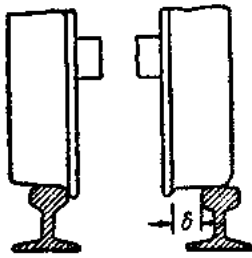


圖 470

軌距是要沿着軌道中心線的垂直綫計量。直綫上的軌距尺寸，是在軌頭踏面下邊10公厘處的水平面上計量軌頭內面所得的距離，蘇聯是 $S_0=1524$ 公厘。軌距可以容許有誤差出入量存在；超過的最大限度為6公厘，不足的最大限度為2公厘。軌距的變更，須和緩勻等，每公尺距離中，不可有1公厘以上的出入。

在軌頭踏面下邊10公厘處的水平面所量得的活動量寬度 $\delta$ 等於：

$$\delta = S - q. \quad (2)$$

$\delta$ 的各種數值，見於下表24內。

表24

輪 軸 的 名 稱	$\delta$ 的 尺 寸 (公 厘)		
	$\delta_{\max} = S_{\max} - q_{\min}$	$\delta_0 = S_0 - q_0$	$\delta_{\min} = S_{\min} - q_{\max}$
礦 車 輪 軸	43	18	13
鋼 質 車 輪 及 煤 水 車 輪 軸	47	16	11
鑄 鐵 車 輛 輪 軸	42	15	9

在計算 $\delta$ 的數值時，沒有照顧到一個事實，就是軌距實際寬度是軌頭間的淨空距離，有如前邊已經說過的，也沒有照顧到活載重經行時的軌道彈性變形，根據綫路及綫路業務科學研究所的資料，在直綫上軌距的彈性展寬可達到2—4公厘。

在小的載重及低的速度下，這種軌距彈性加寬很不顯著。如果其他條件相同時，顯然的機車下邊的軌距彈性加寬較車輛下的軌距彈性加寬為大。

除此以外，要知道輪對的軸心在載重之下，也作撓曲。所以在距輪緣頂18公厘（機車輪軸則為20公厘）處的水平面上測量的輪對寬度，在重車下邊，與前邊所說的空車情況中的 $q$ ，有些不同（即與表

23所列者不同)。

車輛及煤水車的軸箱，是從車輪外邊裝在軸頸上（圖464），在經過軸箱以傳達到車軸上的載重，把車軸的中央向上撓曲。因此輪對寬度 $q$ 即稍有縮小。一般把這種縮短，作為2公厘。

機車的軸箱是在兩輪當中的軸上，所以車軸在載重下向下撓曲，因而輪對寬度稍稍增大。

必要時須照顧到這種軌距的彈性加寬及軸心撓曲的影響。軌距在載重下的縮小，主要是由於軌道保養不好，比如：鋼軌內傾度不足，墊板下邊的枕木靠近路綫中心綫邊的腐朽等等。

鋼軌與輪緣間的活動量的需要，是為避免把車輪輪對楔在鋼軌軌距綫內，以致增加行車阻力；阻力增加就需要增加牽引力，並且增加鋼軌及車輪的磨損。

同時，即便就是軌道及車輛是理想的完善，而一有活動量，則列車自直綫進入曲綫時，輪緣必將打擊鋼軌；而在直綫上，則可能發生列車的搖擺。

車輛運行時，由於慣性，總想作直綫運動，一直到由直綫進入曲綫時，沿着外軌前進的前行的車輪，以輪緣打擊了鋼軌為止。只是打擊鋼軌的A點以後，輪緣才開始把車輛沿曲綫前進（圖471）。

打擊力的動能損失，如果不計較互相打擊諸物體的彈性，與 $v^2 \sin^2 \beta$ 成正比例，此間的 $v$ 是直綫運動的速度； $\beta$ 是打擊點A上的直綫運動方向與點A上的圓弧切綫所成角度。

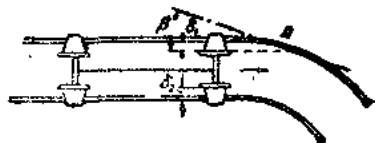


圖 471

角 $\beta$ 叫做打擊角，在其他一切相同的情況下，直綫上外軌與車輪間的活動量 $\delta$ 越大，則這個 $\beta$ 角越大。

所以 $\delta$ 的數值，須具有最小的需要限度。

前已述及，鋼軌是具有內傾度而置於枕木上的，車輪的踏面，須具有傾斜度（錐體—Кони́чность）。

這些特點最初是由於車輪死裝在車軸上面形成的，是根據了下列的理論：

單獨的輪軸經行曲綫時，外軌比內軌經過的路程較遠。

假設（圖 472）輪對在圓弧上由位置  $AB$  進到位置  $CD$ （在圖 472 上，鋼軌是用軌頭寬度表示在平面上的）。

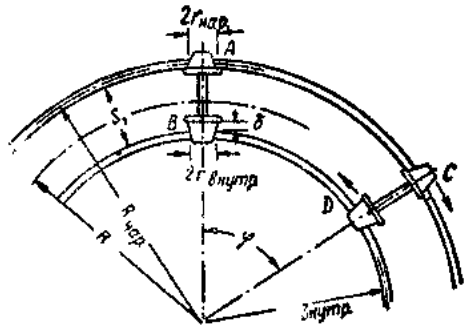


圖 472

這時車輪須由外軌行駛的路程  $AC$  的長度，將等於：

$$\sim AC = \varphi R_{нар}$$

這裏  $\varphi$  = 中心角，用弧度表示； $R_{нар}$  = 算到外軌軌頭中心綫的半徑。

仿此辦法，沿內軌中心綫以計算路程長度為：

$$\sim BD = \varphi R_{нутр}$$

如此沿外軌行駛的車輪，所行路程較站內軌以行駛的車輪為大，所大的數值是：

$$\sim AC - \sim BD = \varphi (R_{нар} - R_{нутр}) = \varphi S_1$$

此處  $S_1$  = 內外兩軌軌頭中心綫的距離。

因為每對車輪是死裝在車軸上，必須完成相同次數的周轉，所以如果用圓柱體的輪箍，則內外車輪所經行的路程長短不同，兩者的差數，需要拿兩輪的滑行以取得平衡。沿外軌進行的車輪向前滑動（圖 472 上用箭頭在  $C$  點處示出），而沿內軌進行的車輪則向後滑動（圖 472 上用箭頭在  $D$  點處示出）。

由於車輪的滑動，軌頭及輪箍的磨損必然增加，列車行駛阻力也增加，而這種現象本身對行車的平順性有害無益。

為保證沿外軌進行的車輪在經過較長路程中，並不發生滑動現象，需要使輪箍其圓錐體面，而鋼軌則與以相應的內傾度。

在每對車輪經行曲綫時，沿外軌進行的車輪，以其輪緣靠近外

軌，而沿內軌進行的車輪則離開鋼軌一個距離就是活動量 $\delta$ （圖472）。

因此在有圓錐體輪箍踏面的情形下，外軌上輪踏面圓錐體的半徑 $r_{нар}$ ，比內軌上輪踏面圓錐體的半徑 $r_{внутр}$ 為大。這樣可使內外兩輪旋轉次數相同的情況下，外邊的車輪多經過一些路程。

不過，要想使外邊車輪完成的較大路程，恰好是曲綫性質所需要的，那就得每經行一種曲綫，車輪就得換一種適合於這種曲綫半徑的圓錐體形，而且鋼軌的內傾度也須專用適合的一種。

這個條件的滿足，實際上是不可能的。

不僅如此，所有以上的分析，是按照單軸的假設來進行的，但實際上每輛車至少有兩個軸。

車輛經行曲綫的條件，當然不能與單軸經行曲綫的條件，看為一樣。車輛內接於曲綫時的最典型的位置，可見於圖473—475。

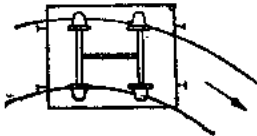


圖 473

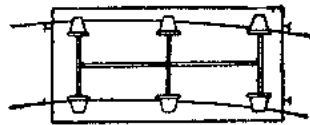


圖 474

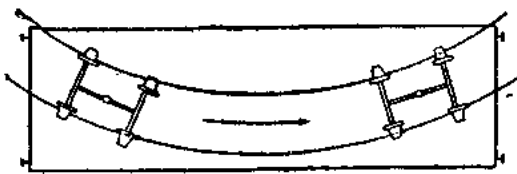


圖 475

一般是雙軸車或雙軸轉向架的後軸，內輪用輪緣貼緊軌頭。如係三軸車，則中軸及後軸發生這種現象。

車軸這樣的位置，輪箍的圓錐體形，不但沒有好處，反有壞處，因為增加了車輪滑動的距離。

所以似乎是最好放棄圓錐體形，而採用圓柱體的輪箍。這並且可以減輕墊板重量，簡化鋪軌及維修和修補工作，因為鋼軌就不需要內傾度了。

但是輪箍如具有傾斜，則車輛對於綫路的足以產生水平力的缺

點。感覺是比較不够靈敏的，這種水平力是在垂直於路線中心綫的方向中作用着的。

試求 $H$ 力在那種極限數值下，車軸仍然保持着平衡狀態；這裏 $H$ （圖 476）是在路線中心綫的垂直方向中作用着，其着力點離開車輪

與軌頂的接觸面踏面的距離為 $a$ ，如果 $H$ 稍微變大，則失去平衡。

我們利用在路線中心綫垂直平面中的力的平衡條件，可以知道所有力的水平投影相加為零（即 $\sum X = 0$ ），其豎向投影相加為零（ $\sum Y = 0$ ），並且所有力對任何點的力矩相加為零（ $\sum M = 0$ ）。

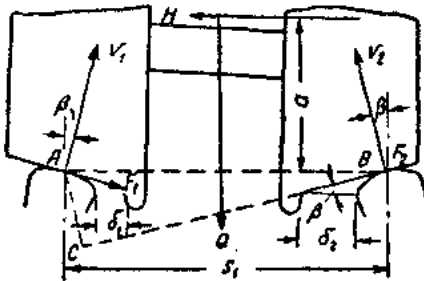


圖 476

一切作用着的力，都畫在圖476上，力 $Q$ 垂直於聯接兩軌頂中心綫的直綫，而 $H$ 則平行於這條直綫。

寫出對點 $A$ 來說的力矩，由平衡條件可得：

$$\sum X = H - V_1 \sin \beta + V_2 \sin \beta - F_1 \cos \beta - F_2 \cos \beta = 0;$$

$$\sum Y = Q - V_1 \cos \beta - V_2 \cos \beta + F_1 \sin \beta - F_2 \sin \beta = 0;$$

$$\sum M = Q \left( \frac{S_1 - \delta_1 - \delta_2}{2} + \delta_1 \right) - V_2 \overline{BC} - F_2 \overline{AC} - H a = 0.$$

解開這三個公式（對垂直反作用力 $V_1$ 、 $V_2$ 及水平力 $H$ ），知道在下列的條件下，就失去平衡：

$$H > Q \frac{2f S_1 \pm (\delta_2 - \delta_1)(f^2 - 1) \sin 2\beta}{2 S_1 (\cos^2 \beta - f^2 \sin^2 \beta) - 2a(f^2 + 1) \sin 2\beta}. \quad (3)$$

此處 $S_1$ 是內外兩軌軌頭中心綫間的距離； $f$ 是鋼與鋼間的滑動摩擦係數。力 $H$ 的施力方向與圖476相同時，用（+）號；如在反向中施力，則用（-）號。

輪箍沒有傾斜時，就是在 $\beta = 0$ 時，則在下列情形中平衡要遭到破壞。



$$H > fQ. \quad (4)$$

如果假定車輛中心綫與軌距中心綫互相重合（即 $\delta = 0$ ），而 $f = 0.20$ ， $S = 1594$ 公厘（P43及P50型的鋼軌）， $a \approx 2$ 公尺，則有：

在圓錐體形輪箍（ $\tan\beta = \frac{1}{20}$ ）時： $H = 0.251Q$ 。

在圓柱體形輪箍（ $\beta = 0$ ）時： $H = 0.200Q$ 。

分析了 $H$ 的數值以後可以看出，在垂直於路綫中心綫的平面中（在 $\delta_1 = \delta_2$ 時），想要使車輛突破平衡，所用的力，在圓錐體輪箍時，要比圓柱體輪箍大約多15%。

如此而知有傾斜度的輪箍，把車輛的穩定性，稍微加大，這是傾斜輪箍的一大優點。

此外，在車輛脫離中心綫位置以後，由於輪箍的圓錐體形狀，仍然要求返回於中心綫位置，輪對在水平面中作波浪形運動，而不是像圓柱體輪箍的作歪扭形態（在水平面中），這雖然要引起車輛的左右擺動，但可以除去至少可以減少輪箍踏面上的局部磨損，這種局部磨損足以減少輪箍修整間的行駛里程；

鋼軌的內傾度，與輪箍的圓錐體面有關，一般是把鋼軌內傾度作得等於未被磨損輪箍的傾斜度。

我們採用 $\frac{1}{20}$ 的內傾度，用眼沿着軌頭頂面看去，可以發覺內傾度的不正確狀態，如果軌頂的內半面磨得發亮，則說明內傾度不夠大；如果軌頂的外半面磨得發亮，則說明內傾度太大。

在下列情形中，內傾度的不合標準，須加以改正：

- 1) 實際內傾度與標準相差到 $-\frac{1}{60}$ 及以上；
- 2) 內傾度在半節鋼軌的距離以內，一次變更其位置到 $\frac{1}{60}$ 以上。

實際內傾度，是用特別的規尺計量的。不過要注意的是，測量內傾度要在被列車車輛施壓下的鋼軌上進行，因為不被載重施壓的鋼軌