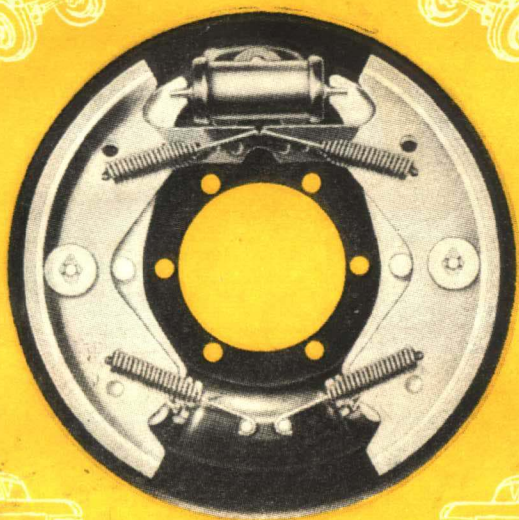




汽車的制動性能

И. Л. 克魯捷著

吳 成 譯

人民交通出版社

汽車的制動性能

И.Л. 克魯捷 著
吳 成 譯

目 錄

引言	3
一. 制動機構的工作原理	7
二. 作用於汽車制動系統中的各種力	13
三. 作為汽車動力性能之一的制動	19
四. 汽車在制動時的穩定性	26
五. 在使用上對於汽車制動系統的主要要求	34

И. Л. КРУЗЕ
ТОРМОЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ
АВТОТРАНСИЗДАТ
МОСКВА 1956

汽車的制動性能

吳 成 譯

*

人民交通出版社出版
北京安定門外和平里
上海市書刊出版業營業許可證出〇〇六號
中科藝文聯合印刷廠印刷 新華書店發行

*

書號: 15044·4168
開本: 787×1092 1/32·印張: 1 3/8·字數: 38600字
1957年8月上海第1版
1957年8月上海第1次印刷 印數: 1—3800冊
定價(10): 0.22元

在這本小冊子中，作者通俗地介紹了關於汽車制動的原理和作用於制動系統上的各種力。探討了關於減小制動危險區和提高制動時汽車穩定性的問題，並且還指出了對制動器的基本使用要求。

本小冊子適用於熟悉汽車的一般穩定性及其制動系統的讀者。

引 言

現代汽車已成為高速運輸不可缺少的一種運輸工具。我們就汽車的所有性能中特別提出客運和貨運的速度並不是偶然的，因為汽車的主要用途及其結構的進一步發展的基本意圖在於它的速度。

活塞式發動機的發展就為取得高速行駛所需的巨大功率提供了實際的可能性，更不用說使用燃氣輪機、噴氣式發動機以及不久將來採用的原子能裝置等的遠景。

傳動、轉向、懸掛等機構，甚至輪胎的構造都隨着發動機同時向前發展。這種構造上的發展達到了這樣的程度，似乎大大增加汽車行駛速度這一方面的最後障礙都已清除了。

只要注意一下所已達到的速度記錄就够了。這些記錄雖然在每一具體情況下只有狹窄的意義，但却是汽車構造進步的客觀標誌。換句話說，每一個新的記錄好像就把汽車運輸最近前景的帳幕稍稍揭開一點。例如，僅在 40 年以前，特種汽車曾創造了每小時約 211 公里的世界絕對記錄，而今天許多普通汽車都已達到，甚至還超過這個速度。所以，暫時存在的汽車速度的最新記錄 634.48 公里/小時已經不是什麼幻想的和不實際的東西了。

如果汽車在符合現代道路要求的混凝土路面的公路上行駛，目前什麼東西會妨礙汽車實現其動力可能性而沒有達到 300~400 公里/小時的速度呢？

但是這樣的一種阻礙究竟是有的，它嚴格地限制着汽車在高速行駛時的安全，這就是汽車的制動系統。

提高新設計的汽車的行駛速度是可能的。但在實際實現這種可能性時，却不可避免地因對制動系統有過高的要求而受到阻礙。而制動系統是阻礙繼續提高速度的主要因素之一。

以任何速度駕駛汽車的人，應完全有把握可以在最短時間和最短距離內把他的汽車如願地停住，而對他自己和周圍都沒有危險。

製造一種能在短時間內吸收汽車在高速行駛時所發生的大量動能的强有力的制動機構，在目前還不見得特別困難，但與此同時，還要保證汽車在道路上的穩定性，這一點如今還是非常困難的，並且往往是一個不能解決的問題。

由於我們對汽車需要在什麼距離內完全停住這一點不是不加計較的，這個問題就顯得特別困難。如果這種停車需要的距離只是幾十公尺，那還可以。可是當它變為幾百公尺，甚至幾千公尺的時候，正如上面提到的建立世界速度記錄時發生過的那樣，那自然就得出這樣的結論：現有制動系統中的技術水平總還限制着更加提高汽車速度的可能性。

因此，汽車的速度性能是服從於辯證法規律而不能單獨發展的，不能離開自己對立性的發展而發展，這種對立性就是保證急劇地降低行駛速度和迅速地安全停車的因素。這裏，主要作用之一是汽車的制動系統，其意義在現代條件下遠超出操縱機構元件的簡單範圍之外。

這樣一來，可以作出第一個結論：**制動器是技術上保證汽車行駛安全的一個主要因素。**

制動器作用的效力不僅以最大速度來表明，而且更重要的是反映在平均行駛速度上。汽車愈是能够停止得更快些，就是說，汽車制動的路程和時間愈是短些，那麼汽車的平均技術速度就愈高些。換句話說，真正提高汽車的動力性能是與同時提高制動系統的能力和可靠性密切聯系着的。

從以上所述可以作出第二個結論：**制動器是在通常使用條件下提高汽車平均行駛速度的一個重要工具。**

但是，如果我們只限於研究汽車工作時制動系統作用的特性對於汽車動力性能所起的“積極影響”，那麼制動系統作用的特性就會是不完全的。

當汽車行駛時，汽車藉燃料燃燒的能量積蓄着很多動能或行駛能量。

汽車的行駛速度愈高和重量愈大，它所產生的能量也就愈大。

這些量之間的關係可用下式表示：

$$E = \frac{G_a v_a^2}{2g} \text{ 公斤公尺}, \quad (1)$$

式中： E ——汽車動能，公斤公尺；

G_a ——汽車的總重量，公斤；

v_a ——汽車速度，公尺/秒（速度單位公里/小時換算為公尺/秒時，應將公里/小時以 3.6 除之）；

g ——重力加速度，等於 9.81 公尺/秒²。

由該式中可以看出，汽車速度的變化對動能增加的影響較重量（載荷）的變化要大得多。

假定吉姆牌汽車不載乘客以 40 公里/小時（或 11.1 公尺/秒）速度行駛，我們利用上述公式，將所設值代入，便求得汽車在這時候所發生的動能值：

$$E = \frac{G_a v_a^2}{2g} = \frac{2000 \times 11.1^2}{2 \times 9.81} = \frac{2000 \times 123.21}{19.62} = 12560 \text{ 公斤公尺}。$$

現在我們從表 1 中所列的數據看出，吉姆牌汽車的動能值怎樣隨着速度和重量的變化而改變。

吉姆牌汽車的動能值 表 1

汽車總重量 公 斤	動 能 值 (E) 公 斤 公 尺	
	速度 $v_a = 40$ 公里/小時	速度 $v_a = 80$ 公里/小時
2000(不載客)	12560	50240
2400(載客)	15070	60280

從以上例子中可以看出，汽車在行駛時有多麼大的動能。為了明顯起見，可以指出，以 80 公里/小時速度行駛的吉姆牌汽車所具有的動能足夠把重 30 噸的火車車廂舉起 2 公尺（圖 1）。

所積聚的動能力求使汽車繼續維持運動並阻礙它的停止。所以，爲了要使汽車停止，就需要用某一種方法把正在行駛的汽車的全部動能吸收掉。

因而應當認爲汽車加速時所消耗的燃料是白費的，同時汽車機構的零件因在汽車加速時工作而引起的磨損也是不正常的。

必須把正在行駛的汽車能量很快吸收掉，否則就會太晚而造成不幸的事故。

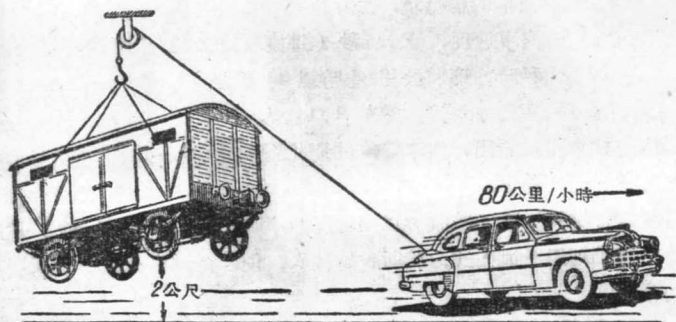


圖 1 汽車的動能足夠舉起火車車廂

但是迅速吸收幾萬公斤公尺的能量並非易事，因爲需要吸收的功率比該汽車發動機加速到制動開始時的速度所發出的功率大 5~7 倍。例如，裝有 80 馬力的現代中型小客車，當以最大可能的加速度加速時，需時 36 秒才達到 128 公里/小時的速度。如果要在這樣的速度下完全停止，那在最猛烈的制動下需時 4.5 秒。

在這個例子裏，制動的時間爲加速時間的 $\frac{1}{8}$ 。因而功率達到 640 馬力 (80×8)。爲了要在 4.5 秒時間內把汽車停住，制動器必須吸收 640 馬力的功率。

這樣又可以作出第三個結論：制動器是汽車發動機功率的一個巨大的非生產的消耗者。

一. 制動機構的工作原理

以上研究了汽車行駛時所積蓄的動能怎樣阻礙迅速停車。所以任何制動機構的作用應當能夠有效地吸收那些在行駛中形成的能量儲備。這時這些能量已成為多餘的和有害的了。吸收動能的最通行的方法是將其轉化為摩擦功和熱。

有幾種辦法可以達到這個目的。

1. 利用空氣逆流阻力的制動。在這種情況下空氣將對汽車起着施加外力的作用。

試這樣地設想一下，在制動時由於有一種可以伸張的翼板，汽車的正面積就大為擴大了（見圖2）。翼板張開的結果，不論是由於受到逆流空氣壓力作用的面積加大，或是由於與產生空氣渦流現象有關的汽車後面真空度的增加，空氣阻力便急劇增加了。

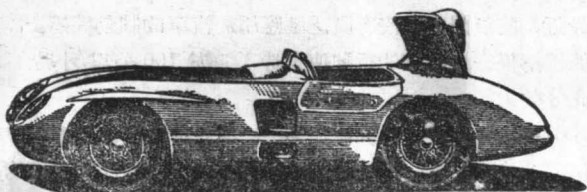


圖2 裝有可升起翼板的利用空氣動力制動的汽車

此外，發生空氣摩擦的表面積也增加了。

根據試驗的資料，汽車行駛時的空氣阻力可用下式表示：

$$P_w = KFv_a^2, \quad (2)$$

式中： P_w ——空氣阻力，公斤；

v_a ——汽車的行駛速度，公尺/秒；

F ——汽車的正面積，平方公尺；

K ——空氣阻力係數，它表徵汽車的流線性，即與汽車的形狀和表面狀況有關。

因此，空氣阻力與汽車的正面積、空氣阻力係數以及汽車行駛速度

的平方成正比。

汽車正面積和空氣阻力係數的大略的數據列於表 2。

表徵汽車流線性的大略的數據 表 2

汽 車 類 型	係 數 K	正面積 F , 平方公尺
公 共 汽 車	0.065~0.070	6~7
載重汽車(重型)	0.060~0.065	4~5
載重汽車(輕型)	0.050~0.055	2~3
小 客 車	0.025~0.045	1.5~2

圖 2 表示使用空氣動力制動的現代汽車，車上裝有面積為 0.75 平方公尺的突起的制動翼板，除翼板外，車上備有通常的制動系統。對翼板的控制則利用獨立的槓桿和與特種泵聯接的雙活塞機構。

當汽車行駛速度在 300 公里/小時時，這種機構能够保證得到附加的制動力約達 300 公斤，而負加速度（減速度）等於 3.2 公尺/秒²。然而直到最近，空氣阻力還沒有廣泛地應用於汽車的制動機構上。這是由於類似的機構僅在比較高的行駛速度時（高於 100 公里/小時）才能顯出它的充分效力。

圖 3 引用了兩條特性曲線①。曲線 P_0 表示汽車驅動輪上總牽引力值的變化。曲線 P_c 表示汽車在克服道路阻力以及加速到相應的行駛速度時所消耗的力的值之變化。

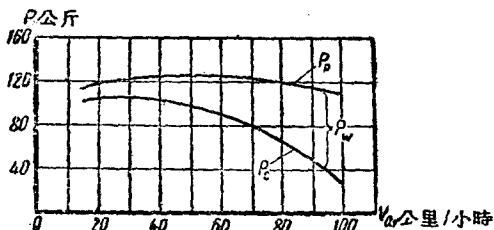


圖 3 汽車在直接檔時的牽引力平衡圖

① E. A. 楚達可夫：“汽車理論”，蘇聯機械工業出版社，1950 年，第 96 頁。

兩曲線間的垂直距離相當於作用在行駛汽車上的空氣阻力(P_w)。

只在速度為 90~100 公里/小時段落內阻力 P_w 達到相當大的值，約為牽引力(P_d)的 45~70%。

由此可以料定：對行駛速度高於 150 公里/小時的汽車加以猛烈制動時，在制動的第一階段上把特殊的翼板升起使其立即增加汽車的正面積，並促使速度急速降低而沒有危險的側滑，這種利用空氣制動的方法將是合理的。

2. 利用汽車動能通過摩擦功轉變為熱的方法來制動 摩擦功是當制動機構的旋轉零件與固定零件接觸時產生的。

在這種情況下行駛汽車的道路是作為對汽車施加外力作用的物體而加以利用的。現在大多數汽車的制動機構都是根據這個原理來工作的。

圖 4 明顯地表示了制動時作用於車輪上的各種力。

首先，每一車輪上承受有汽車重量的負荷(G_K)。這個負荷經過輪胎傳到有外胎胎面狹小印痕的路面上。其次，當汽車行駛時有旋轉力矩

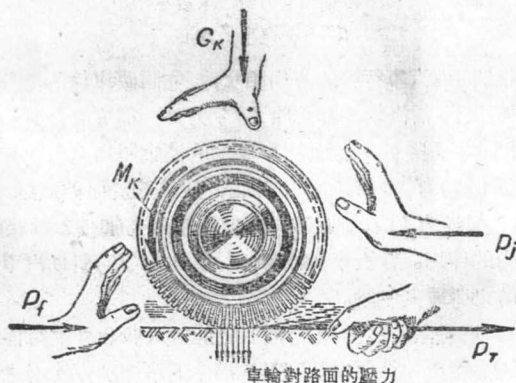


圖 4 制動時作用於車輪上的各種力的方向

G_K ——作用於車輪上的汽車重量；

P_j ——慣性力；

P_T ——制動力；

P_f ——車輪滾動阻力；

M_K ——旋轉力矩。

(M_K)作用於車輪上，其結果便使車輪沿水平方向轉動。

如果車輪的制動過程開始，則車輪與路面之間產生一種新的力，稱為制動力(P_T)，實際上就是車輪外胎與路面間的摩擦力。

制動開始時作用於汽車上的所有的力用簡圖表示如圖 5。

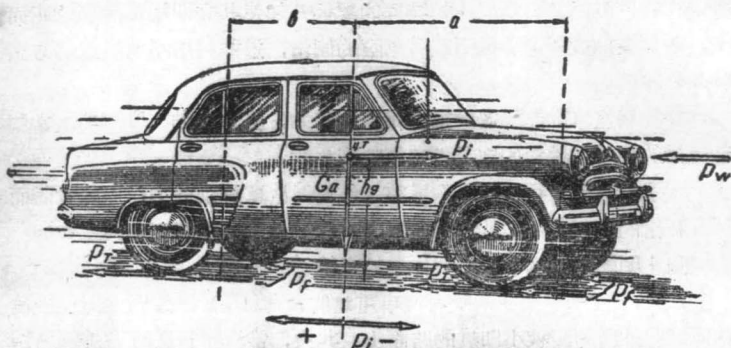


圖 5 制動開始時各種力對汽車發生作用的簡圖

QT ——汽車的重心

力 P_T 的方向與汽車行駛的方向相反，它阻礙車輪的位移而促使其停止。必須提出，當汽車制動時除了 P_T 力外，還有許多其他的力作用於汽車上（圖 4 和圖 5）。例如汽車車輪的滾動阻力 (P_f) 和空氣阻力 (P_w) 都有助於制動力 (P_T) 而使汽車停止，使其難於向前運動。

相反地，慣性力 P_i 在制動時却力使汽車保持繼續運動狀態，因而阻礙着制動力的作用。當汽車爬坡時，坡度阻力 (P_d) 幫助汽車制動；而當汽車下坡時則阻礙其制動。

力 P_T 愈大則發熱就愈強烈，而且動能的吸收也就進行得愈快，因而汽車就愈快地停止。然而增加制動機構中的摩擦功亦即因之而增加力 P_T 只能達到一定的限度。

制動力 (P_T) 不應大於輪胎和路面間的附着力。如果制動力大於輪胎和路面間的附着力，那麼車輪就不再轉動而開始沿着路面滑動。這表明正常的制動條件已經破壞，車輪已經停止轉動而汽車仍繼續運動，亦即產生極有害而危險的現象，稱之為“滑磨”（見下文）。

3. 利用旋轉零件的位移而零件照例不發生相互間的機械摩擦，將汽車的動能轉變為熱的方法來制動。

創立一種能够“逸散”動能而沒有零件的機械摩擦，從而也沒有零件的磨損的吸收能量的機構，這種令人注意的想法早就引起了汽車制動機構設計師的注意了。

例如在 1908 年曾經設計過一種有雙片葉輪的制動機構，這種葉輪裝在汽車車架底下（圖 6）。

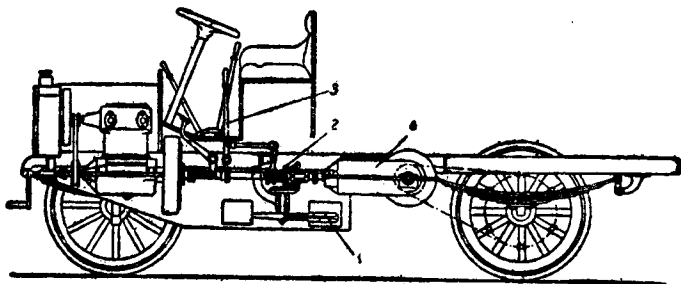


圖 6 1908 年汽車上裝的制動能量吸收機構

1-葉輪； 2-控制葉輪的離合器； 3-控制葉輪的橫桿； 4-變速器。

當汽車需要停止時，駕駛員把發動機和變速器分離，再把變速器接上葉輪。

這種機構的效率不高，當汽車以低速行駛時其效率尤低，而且當葉輪旋轉時空氣渦流很強烈，引起塵土飛揚。這使得這種能量吸收機構很快就被摒棄不用而長期被遺忘了。但是，40 年過去了，所有汽車機構的構造都離開了 1908 年的簡陋水平而飛躍地往前發展。只有制動機構在原則上依然很少和最初的構造有所不同。除了葉輪式的機構外，在制動機構中都廣泛地使用零件的相互機械摩擦來吸收動能。但汽車的高度行駛速度以及日益增加的重量都堅決要求有另一種的制動機構。

這樣，遺忘了的古老的葉輪制動的構想，由於使用現代電磁機構而被現代化了之後，乃以電磁制動器的名稱而重新出現於世界了（圖 7）。

這種制動器裝在傳動軸上，其形如鼓，而鼓繞着固定的電磁鐵旋轉。

因克服兩電磁鐵間所產生的磁場而消耗掉的功正被運用於汽車的制動上。

電磁鐵的電源是由蓄電池或特種發電機供應的，這種發電機是由裝在傳動軸上的皮帶輪經過三角皮帶來驅動的。制動器零件則由空氣流予以強力冷卻。

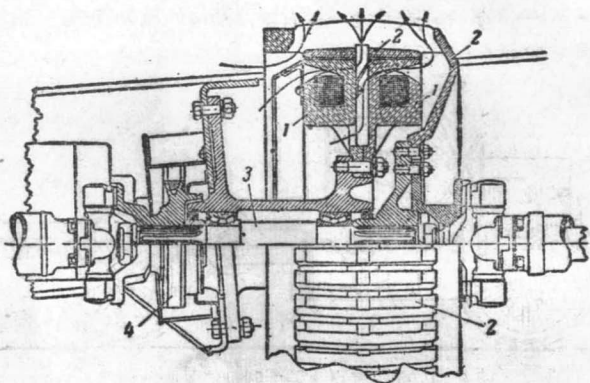


圖 7 無機械摩擦的電磁制動機構

1-電磁鐵； 2-鼓； 3-軸； 4-驅動發電機之皮帶輪。

類似的制動機構目前還只應用在重型載重汽車、掛車和公共汽車上。

工作對沒有機械的摩擦和磨損，而且在高速行駛時效率很高。但這些優點還不能抵償 1908 年葉輪式制動器所遺留下來的主要缺點，即傳動軸在低速旋轉時制動能力不夠。

因此在裝有電磁制動器的汽車上仍須加上接觸工作對機械摩擦式的普通制動機構。

雖然有這一切的困難，但不應懷疑，將來終究要有這樣的機構：它不但不用機械摩擦來吸收動能，而且還能利用動能而不使它轉變成無用的熱而消散。

二. 作用於汽車制動系統中的各種力

我們在前一章中已認識了制動時作用於汽車的各種外力。現在簡單地研究一下制動系統內的各種力。

現有的制動系統通常是由制動器和驅動機構兩部分組成的。

所謂制動器是一種將行駛中的汽車的動能直接轉變為熱的機構。

所謂驅動機構是保證操縱制動器作用的機構。

圖 8 表示最流行的制動器類型中各種力的作用，這個機構經過對制動踏板上施加 Q_n 力後就接合了。

從圖上可以看出，驅動機構有兩種不同的類型：(a)機械式驅動機構——制動踏板上的力是經由鉸鏈連接的槓桿和拉桿組成的機構來傳遞的。(b)液力式驅動機構——力是經由導管中的液體介質來傳遞的。

制動器慣常用的是雙蹄片式帶有可張開的凸輪機構（機械驅動式）或帶有兩個活塞的制動缸的機構（液力驅動式）。

力由踏板經驅動元件傳到制動器，這種傳

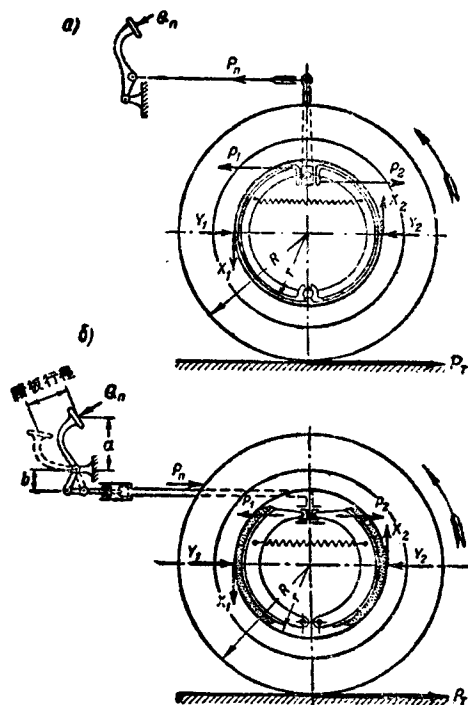


圖 8 制動器中各力作用的示意圖

a) 機械式驅動機構；

b) 液力式驅動機構。

遞可以節省一些力。例如在制動踏板的槓桿機構對支點軸保持平衡的條件下，則得：

$$Q_n a = P_n b; \quad P_n = Q_n \frac{a}{b}, \quad (3)$$

式中： Q_n ——踏板受到駕駛員腳踩的力，公斤；

P_n ——踏板傳到驅動元件上的力，公斤；

a 和 b ——踏板槓桿機構支點兩端的臂長，公分。

制動器驅動機構的傳動比等於作用在蹄片（全部制動輪的蹄片）上諸力之和除以施加於制動踏板上的力：

$$i_o = \frac{\Sigma p_1 + \Sigma p_2}{Q_n}, \quad (4)$$

式中： i_o ——制動器驅動機構的傳動比；

Σp_1 和 Σp_2 ——制動時全部制動輪上的凸輪或活塞與制動蹄片間產生的力之和。

現在讓我們來研究一下，實際上張開凸輪加於兩個蹄片上的力是否一樣以及 p_1 和 p_2 兩力之間是否永遠相等？這取決於張開凸輪的設計。例如吉斯-150 汽車的制動器凸輪是按簡圖 a 制成的（參看圖 8）。

假定靜止的車輪被刹住了，那麼 p_1 將等於 p_2 ，而且左右制動蹄片作用在制動鼓上的單位壓力也是相等的。但是如果將正在轉動的吉斯-150 汽車車輪開始制動，那麼情況就有所變化。當制動鼓旋轉時，在與它內表面相接觸的一對蹄片上發生摩擦力 x_1 和 x_2 ，這兩個力都使蹄片轉向車輪旋轉的方向。如果假定摩擦力沿蹄片的圓周上作用，那麼， x_2 力適與 p_1 力所作用的方向一致，而 x_1 力的方向却與 p_2 力相反。因此， p_1 力和 p_2 力就不再相等。因為摩擦力要使前蹄片離開張開凸輪的緣故， p_1 力減小了。同時後蹄片反而壓向凸輪，於是 p_2 增加了。 p_2 力所增加的量等於 p_1 力所減少的量。前後蹄片對於制動鼓的單位壓力將保持相等，因而制動鼓對蹄片上的反作用力 y_1 和 y_2 以及摩擦力 x_1 和 x_2 都彼此相等。

現在讓我們研究按簡圖 6（見圖 8）製成的制動器液力式頂開裝置。制動缸中置有兩個可以移動的活塞，各頂住制動蹄片的上端。

充滿着制動液的制動器驅動機構的管道與車輪制動缸的內腔接通，

於是其中的兩個活塞頂面就經常處在液體介質傳來的壓力的直接作用之下。

這樣，當制動時，在摩擦力影響之下後蹄片受到的壓力不會像第一種情況那樣被張開凸輪的軸所承受，而是經過兩個活塞和制動液傳到前蹄片上去。前蹄片上的單位壓力因而增加，並且變得比後蹄片上的更大，但 p_1 力和 p_2 力在這個情況却是相等的。由此得出一個結論：液力式驅動機構的制動器中每一車輪的前制動摩擦襯片比後制動摩擦襯片磨損得更厲害。所以有些汽車爲了使所有摩擦襯片的耐磨性均勻起見，將每一車輪中的前摩擦襯片的長度做得比後摩擦襯片長些。由於 p_1 力和 p_2 力相等，這些制動器比那些隨着軸一道轉動的張開凸輪式制動器工作得更有效些，雖然在後一種情況兩個相對的摩擦襯片的磨損更均勻。只有所述的前蹄片上壓力增加的現象稱爲蹄片的自動增力作用。

直到最近制動器的設計師們由於廣泛利用制動器作用時制動蹄片自動增力的原理才努力提高了它的作用效力。使用這種有如附加的制動能力是最令人注意的。

爲了要測定力的值，讓我們研究一下圖 9 所繪的典型雙蹄片制動器。這裏作用力的值是按比例表示的。假定制動鼓和摩擦襯片之間的摩擦係數爲 0.35。制動鼓對於前蹄片的反作用力用矢量 y_1 表示，摩擦力用矢量 x_1 表示，其長度爲 $0.35y_1$ 。車輪制動缸活塞所產生的 p_1 力便將該蹄片壓向制動鼓。

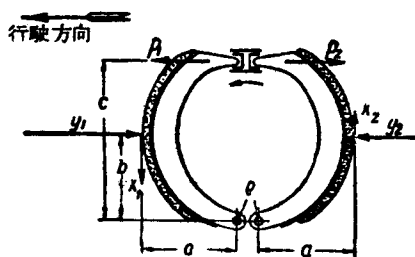


圖 9 各力在雙蹄片制動器中作用的示意圖

x_1 、 y_1 和 p_1 諸力對制動蹄片的支承銷 e 形成力矩。 x_1 和 p_1 力所生的力矩爲反時針方向，而 y_1 力所生的力矩爲順時針方向。

根據對於支承銷的力矩之和爲零的原理，則有：

$$x_1 a + p_1 c - y_1 b = 0;$$

以 $x_1 = 0.35 y_1$ 代入，得：

$$y_1 = \frac{p_1 c}{b - 0.35a}, \quad (5)$$

作用在後蹄片上的各種力分別以矢量 x_1 、 y_1 和 p_1 表示。如果車輪制動缸活塞的直徑相等，則 p_1 和 p_2 力將彼此相等。但摩擦力 x_2 所生的力矩反抗着 p_2 力所生的力矩。

結果， x_2 和 y_2 力因對制動蹄片支承銷產生力矩而減小了。這些力矩的方向和 p_2 力的力矩的方向相反，即：

$$x_2 a + y_2 b - p_2 c = 0。$$

以 $x_2 = 0.35 y_2$ 代入，得：

$$y_2 = \frac{p_2 c}{0.35a + b}。$$

圖 9 上的各種力是按照這個公式以比例表示出來，這個比例顯示出：前蹄片的力由於自動增力的作用幾乎比後蹄片的力大一倍。但制動蹄片自動增力的作用同時却引起了許多嚴重的不良後果。

這些後果中主要的是：同一個制動器中兩個蹄片上摩擦襯片的磨損不均勻；部分壓力從制動鼓傳到半軸或輪轂軸承上，以及制動時制動鼓的變形不對稱。

自動增力的結果，由於摩擦力對支點所形成的力矩之間的差別，使得在制動踏板上所需要的力減少了，但這所得到的好處並不大。

由於自動增力的制動效應的使用受到了限制，就想到創造隨動式制動器，這種制動器的原理表示於圖 10。

所謂“浮動式”的兩個蹄片用鉸鏈聯接板 1 彼此連接着並懸靠在支承銷 3 上。當制動時，前制動蹄片受車輪制動缸 2 中活塞的推力的作用壓向制動鼓，且和它沿旋轉方向稍稍轉動，同時加強後蹄片的作用，直到後蹄片碰到銷 3 為止。

如果採用圖 9 中的力的標示，那就不難看出後蹄片在工作時得到前蹄片的附加壓力（等於 $p_1 + x_1$ ），亦即有自動增力的作用。換言之，後蹄片摩擦力與前蹄片摩擦力的值之比為 $\frac{p_1 + x_1}{p_1}$ ；如取這比值等於 2，那就發現後蹄片的作用比有自動增力作用的前蹄片大一倍。

結果，制動踏板上所需要的力可以縮減到 30~40%。但隨動式制