

82
H09

汽车轮胎的计算与设计

(设计师用书)

化学工业部橡胶工业研究设计院技术经济室 译

化学工业出版社

PDG

目 录

前言	3
第一章 汽車輪胎构造和分类	4
第一节 汽車輪胎构造	4
第二节 汽車輪胎类型	5
第三节 輪胎、輪軛的規格和标号	6
第二章 汽車輪胎的理論基础	8
第一节 輪胎負荷性能	8
第二节 空心輪胎各部件的应力和变形	16
1. 应力和变形的概念	16
2. 用感应器研究汽車外胎各部件的变形	19
3. 輪胎受內压作用的情况	22
4. 輪胎滚动时各部件的性能	24
第三节 使用条件对輪胎行駛性能的影响	36
第四节 外胎帘綫位置的計算法和施工表的計算	44
1. 汽車外胎成型的主要方法	44
2. 外胎制造过程中帘綫位置的变化	46
3. 决定外胎中帘綫位置的基本参数的选择	50
4. 外胎施工表計算用公式	52
5. 外胎施工表算图	56
6. 成型鼓宽度的計算	60
7. 外胎施工表的分析	64
8. 外胎施工計算例题	65
第五节 充气輪胎輪廓及其各部件应力的計算	74
1. 基本公式	74

2. 輪胎輪廓算图的繪制及其应用	78
3. 已知硫化模型尺寸求充气輪胎輪廓的計算方法	85
4. 內压作用下外胎各部件所受应力的計算	90
5. 根据帘綫伸長率对充气輪胎輪廓和外胎各部件所受应力的計算	97
6. 数字算例	98
第三章 汽車輪胎的設計	105
第一节 輪胎主要尺寸的选择	105
第二节 按硫化模型对外胎外形尺寸的确定和外胎断面的繪制 ..	113
第三节 胎面花紋的設計	121
第四节 外胎材料分布图的繪制和施工表的制定	124
第五节 內胎設計	127
第六节 水胎断面輪廓的选择	128
附录: 計算图	130

前 言

近几年来，輪胎工业科学研究院汽車輪胎設計試驗科，对汽車輪胎进行了系統的試驗和理論研究。由于这些試驗研究，在輪胎性能方面得到了新的資料，創造了各种計算方法，从而促进了汽車輪胎設計理論水平的提高。在本报告中，除綜合上述資料外，还引用輪胎院和各厂在汽車輪胎設計方面的某些实际資料。

第一章 汽車輪胎構造和分類

第一節 汽車輪胎構造

空心輪胎是汽車車架最重要的部件之一。因其具有彈性，能够保證汽車行駛無聲響和乘坐舒適，并能降低汽車在路面上行駛時各部件所承受的动力負荷。

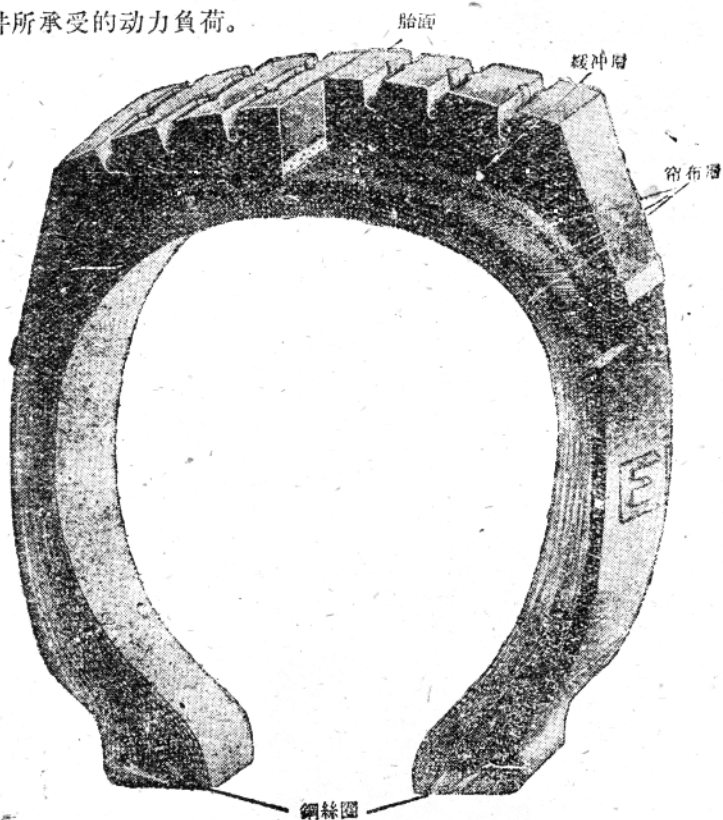


图 1 汽車外胎断面图

空心輪胎主要由外胎和保證輪胎內腔密閉的橡膠內胎所構成。在平式輪輞上使用時，還裝有墊帶，以保護內胎不被擠壓于外胎與輪輞之間及其免受損壞等。

輪胎的主要部分——外胎是由橡膠帘布層、胎面膠、及鋼絲圈所構成。外胎的斷面如圖1。

帘布層是外胎承受內壓負荷，以及承受造成徑向力、牽引力和制動力等負荷的主要部件。

帘布層是由數層交叉貼合的、并以橡膠隔離的帘布所構成。帘布層固定在胎圈鋼絲圈上。在基本帘布層上貼有緩沖層，即是不固定在胎圈鋼絲圈上的幾層(2~4層)較稀的帘布。

外胎胎面中部(行駛面)有各種各樣花紋，以保證輪胎與路面的接着，在外胎胎側胎面膠逐漸變為較薄的膠層(胎側膠)，以保護帘布層不受損傷。

在個別情況下，製造外胎時用膠層來代替帘布緩沖層，此時外層帘布一般地都用稀帘布。

外胎各部件的性能在第二章第二節中分析。

第二節 汽車輪胎類型

輪胎按其內壓可分為高壓輪胎和低壓輪胎，為了專門用途還有超低壓輪胎。高壓輪胎中的內壓，對不同規格的輪胎來講，也各不相同，一般在5—7公斤/平方厘米；低壓輪胎中內壓為1.5—4.5公斤/平方厘米，超低壓輪胎在1.5公斤/平方厘米以下。

內壓的不同就表明輪胎在路面上行駛性能的不同。高壓輪胎當碰到路面障礙物時，變形較小，發生《跳躍》(圖2a)。低壓輪胎《圍繞》障礙物而過，能保證汽車所受的动力負荷較小(圖2b)。超低壓輪胎由於內壓極低，作用於路面上的單位壓力較小，能使汽車通過軟土路面(細砂和雪泥等)。

高壓和低壓輪胎，在構造尺寸上也不相同。低壓輪胎比同樣負荷的高壓輪胎斷面寬度較大。低壓輪胎由於允許變形較大，其胎面行駛面的相對寬度大於高壓輪胎。低壓輪胎的帘布層數較少，胎面花紋彈性較大(同高壓輪胎比較)。

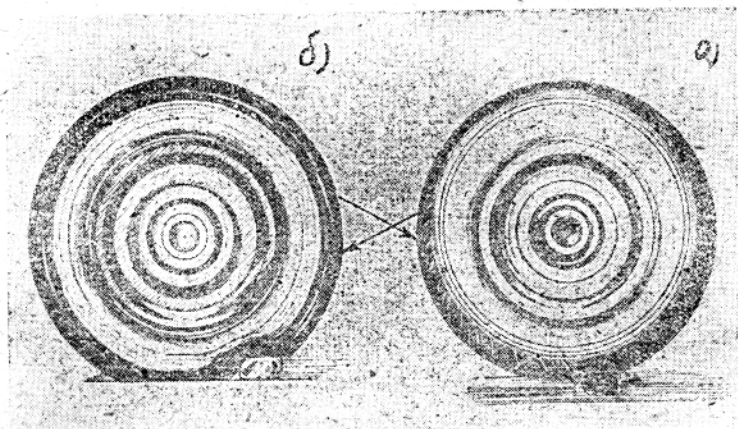


图 2 輪胎碰到障碍物的情况

a—高压輪胎；b—低压輪胎。

高压輪胎的使用范围正逐渐縮小，而被低压輪胎所代替。现在苏联只生产一种用于3HC-5型汽車上的34×7高压輪胎。

輪胎还根据所使用的路面条件而不同。万能花紋輪胎用于正常路面条件之下(硬路面和好土路)。大块抓土花紋的越野性輪胎用于无路面条件之下。近来有一种趋向，就是設計既能滿足硬路面，又能用于无路面花紋輪胎。

所采用的胎面花紋类型詳述于第三章《胎面花紋的設計》三节中。

在快速(竞赛)汽車上还使用专门类型的輪胎。

第三节 輪胎、輪轆的規格和标号

輪胎一般皆以英寸标号。高压輪胎以两数相乘的形式表示，第一个数大致相当于輪胎外直径(以英寸表示)，第二个数相应于輪胎断面宽度。

应当指出，輪胎的实际尺寸可能与其相应的标号规格有很大区别。因此在設計輪胎和汽車时所依据的不是輪胎标号，而是国定标准所规定的实际尺寸，对非标准的輪胎，应根据各厂资料来設計。

例如：34×7輪胎相当于下述尺寸：

外直径 $D = 25.4 \times 34 = 863.6$ 毫米

断面宽 $B = 25.4 \times 7 = 177.8$ 毫米

輪輞直径 $d = D - 2H = 20'' = 508$ 毫米

根据国定标准該輪胎的实际尺寸，

$D = 940 \pm 5$

$B = 207 \pm 5$

$d = 20''$

可见，在輪胎的公称标号上只有輪輞直径符合于实际尺寸。

低压輪胎以一橫綫相連的两数来标示，第一个数相当于外胎公称的断面宽，而第二个数相当于輪輞的直径。

例如：9.00—20外胎标号說明，外胎公称断面宽 $9.00 \times 25.4 = 228.6$ 毫米，輪輞直径 $d = 20''$ 。按国定标准ГОСТ 5513—50，外胎实际的断面宽，普通花紋輪胎为 250 ± 5 毫米，越野花紋輪胎为 257 ± 5 毫米。苏联各厂生产的内外胎标号和实际尺寸載于国定标准ГОСТ 5513—54和ГОСТ 4754—54中。

載重汽車輪胎一般是用于带有輪緣和压圈的平式輪輞上。这类輪輞的断面輪廓載于ГОСТ 1056—43中。輪輞以数字和文字标示，数字相当于輪輞宽度(吋)，文字表示輪緣的形状。当使用宽輪輞时輪胎內压对輪緣的压力較小(见第二章第五节第97頁)，在这种情况下最好用底部为傾斜的輪輞，以保証胎圈部紧密着合。

乘用汽車輪胎在多数情况下用于深式輪輞上。深式輪輞断面輪廓列于表4，乘用輪胎用的宽輪輞尺寸載于表5中。

为每种輪胎选择宽度相宜的輪輞，在頗大程度上，决定着輪胎的使用质量和行駛時間。这一問題将在第二章第三节中詳細敘述。輪輞宽度“C”和輪胎断面宽度“B”之間有一定的最适合的比例。

苏联輪胎所用的輪輞載于国定标准ГОСТ 5513—54和ГОСТ 4754—54中。国定标准中还載有汽車內胎和墊帶的基本尺寸。

气門咀的类型和规格載于表6中。

第二章 汽車輪胎的理論基礎

本章擬研究下列幾個問題：

1. 輪胎負荷性能。
2. 空心輪胎各部件的應力與變形的一般性質。
3. 使用條件對輪胎使用性能的影響。
4. 外胎中帘綫位置的計算方法和保證成品外胎具有必要尺寸的裁斷數據的計算方法。
5. 充氣輪胎斷面輪廓及其各部件所受應力的計算方法。
6. 某些設計數據對輪胎使用性能的影響。

第一節 輪胎負荷性能

如上所述，輪胎的基本性能之一，就是它的柔軟性，即是負荷作用下的變形性能。輪胎徑向變形與負荷的關係就叫做輪胎負荷性能。輪胎負荷性能還取決於輪胎構造和內胎中內壓的大小。

圖3例舉不同內壓下6.00—16輪胎的負荷性能。由圖可見，變形和負荷之間不是直綫關係，輪胎變形小時比變形大時為軟。內壓增大，輪胎韌性也增大，但是沒有一定的正比關係。例如，當壓力從1.5公斤/平方厘米增高到2.0公斤/平方厘米時，輪胎韌性增加0.33倍，而壓力從2.0公斤/平方厘米增高到3.0公斤/平方厘米時韌性增加0.5倍，前者韌性增加倍數大於後者。

以計算方法確定輪胎負荷性能有着很大的實際意義。目前這個問題只能大致根據下述幾點理由來加以解決。

首先，假設接觸面積以外的輪胎外表面不變形，就可求得接觸面積與輪胎變形之間的大致關係。

橢圓接觸面積的半軸以公式表示：

$$a = \sqrt{fD}; \quad b = \sqrt{2fR}$$

式中：D為輪胎外直徑，R為胎面曲率半徑（皆為充氣輪胎）。

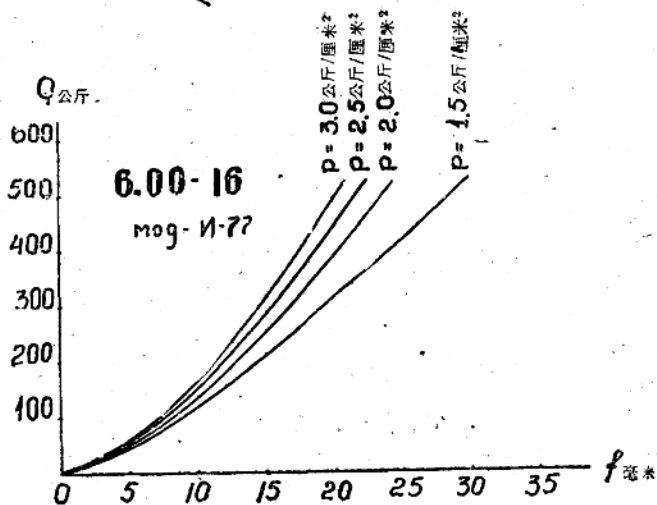


图 3 6.00—16 輪胎負荷性能

計算的接觸面積 F 等于：

$$F = \pi a b \approx \pi \sqrt{2R \cdot D \cdot f^2} \dots \dots \dots (1)$$

該面積與輪胎變形 f 成正比。一般，實際的接觸面積多少小於計算的面積。

當輪胎承受 Q 負荷時， Q 被 F 除，即得接觸面積上平均的單位壓力。如果輪胎與路面接觸面積上的單位壓力採用輪胎內部氣壓 P 時，就可得到如下的徑向負荷 Q 和壓力 P 以及變形 f 之間的關係：

$$\pi \sqrt{2RD} \cdot P \cdot f = Q \quad \text{或者}$$

$$f = \frac{Q}{\pi \sqrt{2RD} \cdot P} \dots \dots \dots (2)$$

由該近似公式算得的外胎變形值過小。此外，該式的結果是變形與負荷成直線關係，與壓力成雙曲線關係，這也是不合符實驗數據的。

可以設想，(2)式是正確表示接觸面積範圍內的輪胎全部變形，但是該式並未考慮輪胎胎側變形和胎面花紋壓縮變形部分。

因此，輪胎變形公式中應加入補充的加數。該加數可認為與接

触面积上的平均单位压力 $\frac{Q}{F}$ 成正比。故变形公式为：

$$f = \frac{Q}{\pi\sqrt{2R \cdot D \cdot P}} + K \frac{Q}{\pi\sqrt{2R \cdot D \cdot f}}$$

$$\text{或者 } f = C_1 \frac{Q}{f} + C_2 \frac{Q}{P} \dots\dots\dots (3)$$

式中： C_1 和 C_2 —— 为已知轮胎的固定常数，它取决于轮胎的设计参数。

当已知其他两值时利用 (3) 式可求出 f 、 Q 和 P 三值中任一值的公式：

$$f = \frac{C_2 Q}{2P} + \sqrt{\left(\frac{C_2 Q}{2P}\right)^2 + C_1 Q} \dots\dots\dots (4)$$

$$Q = \frac{f^2}{C_1 + C_2 \frac{f}{P}} \dots\dots\dots (5)$$

$$P = \frac{C_2 Q \cdot f}{f^2 - C_1 Q} \dots\dots\dots (6)$$

为了根据轮胎的静力试验资料确定常数 C_1 和 C_2 ，将 (3) 式改写成下式：

$$\frac{f^2}{Q} = C_1 + C_2 \frac{f}{P}$$

由此可见，如果原来的假设是正确的，则轮胎的负荷性能在图 4 $\frac{f}{P}$ ， $\frac{f^2}{Q}$ 坐标上成直线形式，同时该线在 $\frac{f^2}{Q}$ 轴所切割的段落等于 C_1 ，而该线倾斜角的正切等于 C_2 。

在图 5、6、7 中载明各种内压下 7.50—16、7.50—20 和 2.60—20 轮胎缓冲试验所得到的实验曲线，其 $\frac{f}{P}$ ， $\frac{f^2}{Q}$ 坐标上的相应曲线载于图 8、9、10、11 中。由图可见，每种轮胎在坐标 $\frac{f}{P}$ ， $\frac{f^2}{Q}$ 的所有点上不论压力和负荷的大小，都相当正确地地位于一条直线

上，从而证实了公式(4~6)的正确性。

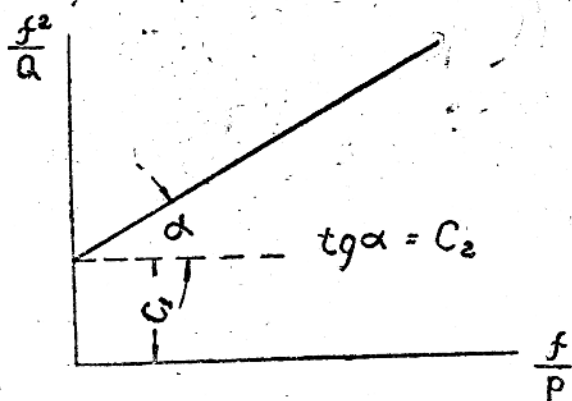
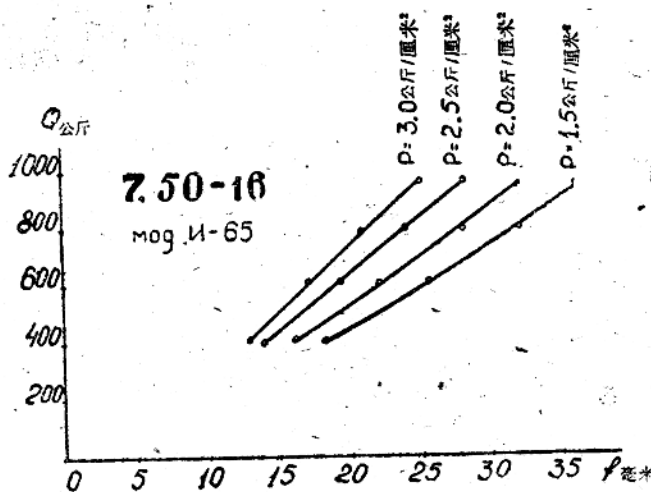


图 4 轮胎的通用负荷性能



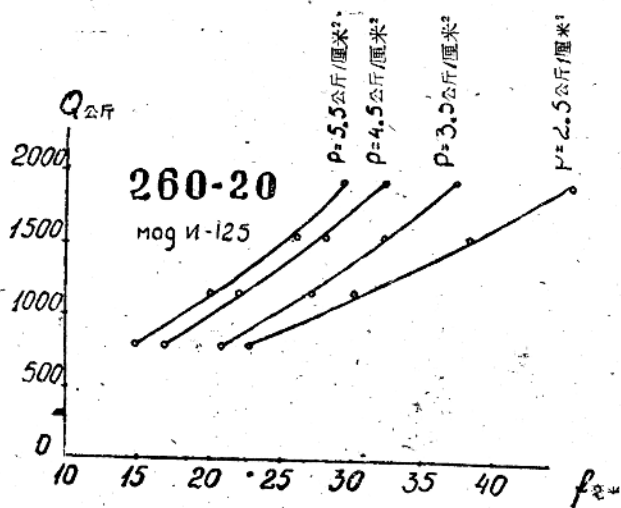
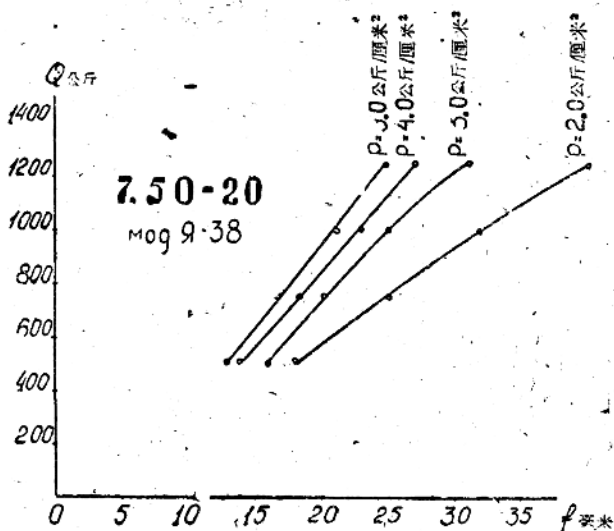
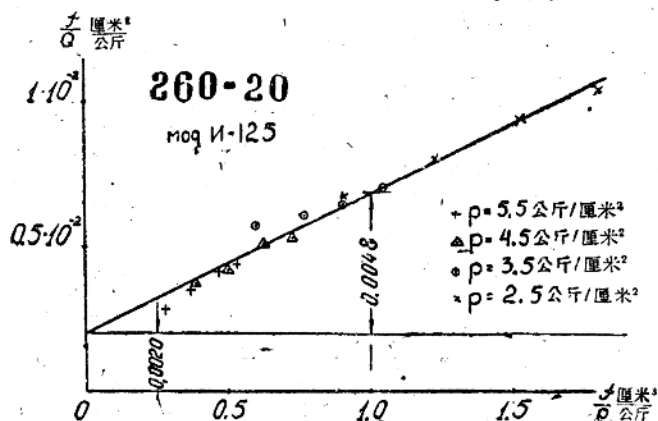
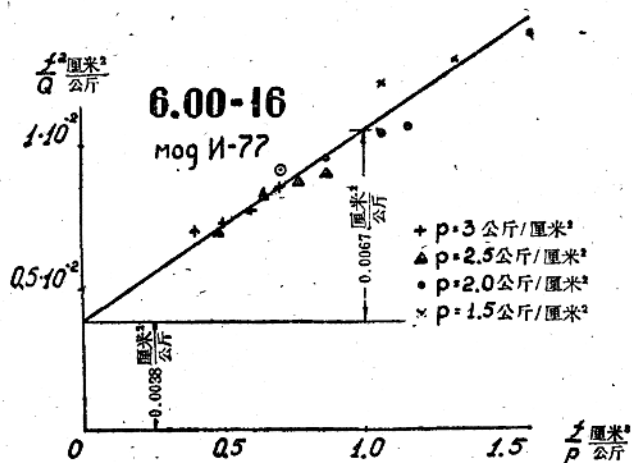


图 5~7 7.50—16、750—20和260—20輪胎的負荷性能

因此，为了彻底确定任意压力和负荷下的轮胎负荷性能，以实验方法测得两种负荷下的变形就可以了。相应于该两种试验的两点在坐标 $\frac{f}{P}$ ， $\frac{f^2}{Q}$ 上即确定了一条直线，从而也求得了常数 C_1 和 C_2 。

将许多轮胎的 C_1 和 C_2 值进行了测量，结果证明， C_2 值相当正确地符合于理论公式(2)。

$$C_2 = \frac{1}{\pi \sqrt{2RD}}$$



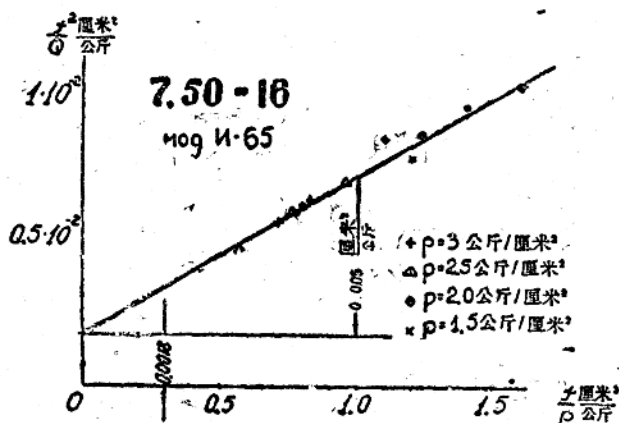
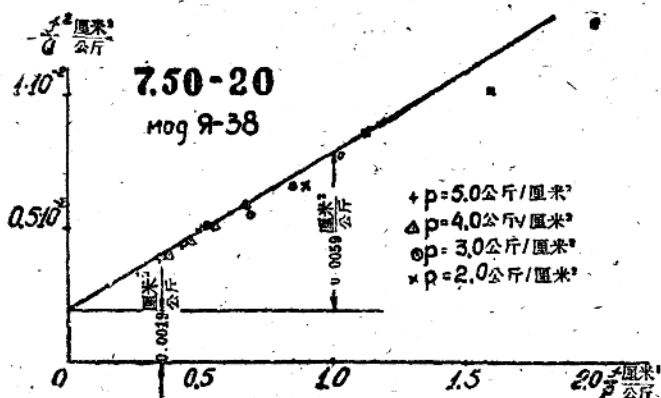


图 8~11 $\frac{f}{p}$ 、 $\frac{f^2}{Q}$ 坐标上輪胎負荷性能

C_1 值决定于許多結構上的因素，首先取決于帘布层数 n 、輪胎宽度对断面宽度的比值等。但是所有这些因素对常数 C_1 值的正确性的影响尚未充分进行研究。

六层乘用輪胎的常数 C_1 可采用 $C_1 = 0.0016 - 0.0018$ 平方厘米/公斤；四层輪胎可采用 $C_1 = 0.0035 - 0.0038$ 平方厘米/公斤；使用于宽輪胎上的輪胎 C_1 值应当减小。

載重輪胎 C_1 值应在 $C_1 = 0.0017 - 0.0023$ 平方厘米/公斤范围内。較低的值适用于高压輪胎（例如 34×7 輪胎 $C_1 \approx 0.0013$ ）和使用

在寬輪輞上的輪胎。

除掉輪胎所有負荷性能以外，對汽車車架計算方面有着很大意義的就是輪胎韌性係數，即是標準負荷和內壓下的導數 $\frac{dQ}{df}$ 。該值

依下式求得：

$$\frac{dQ}{df} = \frac{Q}{f} = \left(2 - C_2 \frac{Q}{Pf} \right) \dots \dots \dots (7)$$

代入上式中的 Q 、 f 、 P 值都是標準使用條件下的數據。

下表中載明輪胎研究院多次試驗所得到的常數 C_1 和 C_2 值。

乘用和載重輪胎的變形常數 C_1 和 C_2

表 1

輪胎名稱與型號	層數	直徑毫米	R 毫米	C_1 厘米 ² / 公斤	C_2 1 / 厘米	注
乘用輪胎						
5.00—16 H-29	4	671	121	0.0036	0.0079	
6.00—16 H-77	4	734	156	0.0038	0.0067	
6.50—16 H-13	6	765	160	0.0018	0.0064	越野花紋
7.00—16 H-5	4	768	151	0.0037	0.0066	
7.50—16 H-65	6	809	192	0.0018	0.0057	
8.20—15 H-103	4	770	176	0.0037	0.0061	8T 密布
載重輪胎						
6.50—20 H-4	6	848	139	0.0022	0.0066	
6.50—20 H-26	6	863	171	0.0021	0.0059	
7.50—20 H-38	8	929	157	0.0019	0.0059	
34×7 H-1	10	947	176	0.0013	0.0055	
8.25—20 H-94	10	981	227	0.0024	0.0048	越野花紋
9.00—20 H-37	10	1022	192	0.0021	0.0051	
210—20 H-124	10	964	184	0.0022	0.0054	
210—20 H-124	8	964	184	0.0023	0.0054	
260—20 H-125	8	1044	210	0.0020	0.0048	6.00T 輪輞, 13B 密布
260—20 H-125	8	1044	210	0.0010	0.0048	7.33V 輪輞
12.00—20 H-66	12	1133	255	0.0024	0.0042	
330—20 H-122	12	1170	275	0.0023	0.0040	13B 密布

第二节 空心輪胎各部件的应力和变形

1. 应力和变形的概念

下面只談一下了解輪胎变形所須的变形和应力的基本概念。較詳細的資料可查有关研究報告。

首先談談由某种材料所制的一定断面柱体的简单拉伸情况（图12）。

当柱体受 P 力作用时，其长度增加，从原长度 l_0 变成 $l_1 = l_0 + \Delta l$ 。 Δl 值（柱之伸长）不能表明材料变形强度；較正确的指标值而是相对伸长率 ϵ （或者綫性变形）：

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$$

与柱体长度增加的同时，其断面尺寸縮小，其直径 d_0 变为： $d_0 - \Delta d_0$ 。柱体横向相对綫性变形等于：

$$\epsilon_{\text{横}} = -\frac{\Delta d_0}{d_0}$$

經驗証明，在伸张时纵向变形和横向变形之間有一定的比例关系： $\epsilon_{\text{横}} = -\mu\epsilon$ 。 μ 为取决于不同材料的系数（称为波桑系数）。該系数对橡胶來說大致等于0.5。

假定拉伸之柱体分为两部（图13）。

很明显，因为柱体之两部中的每部都保持平衡，在两部分之間有着相互作用的两力，其两者的均匀作用力 N 等于外力 P 。实际上，所述的柱体两部之間相互作用的两力就是分子内部和分子之間的作用力。但是，由于柱体断面上有无数的单元部分，在材料弹性学和力学理論上不研究內力的物理性質，而是分析內力对截面面积的关系。

例如，在我們所討論的简单拉伸情况下，材料受力强度以柱之

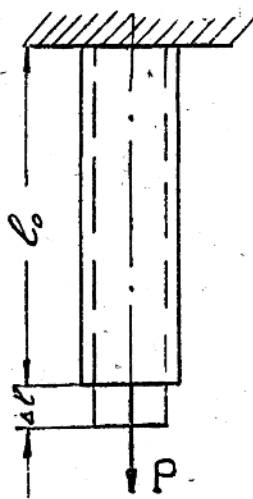


图 12 柱体简单拉伸变形情况