

最佳轮胎轮廓理论及其应用

Yukio Nakajima 等著 姚岐轩摘译 宋凤珠校

摘要 本文研究了确定最佳轮胎轮廓的新方法,并采用合适的目标函数和约束条件把此方法用来提高轮胎各种性能。

虽然以前提出了几种轮胎轮廓理论,但其中一些理论是以简单模型为基础的,不能有效地用来提高轮胎性能,而另一些理论又不是用方程式来描述的,故应用受到了限制。在这种新方法中,通过把目标函数减至最少,同时又能满足约束条件要求,采用优化技术来有效地获得最佳轮胎轮廓。业已证实,这种新方法能提高轮胎各种性能。

轮胎轮廓理论发展史

Day 和 Purdy 于 1928 年完成了轮胎轮廓理论,尽管在很长一段时期内并未弄清斜交轮胎帘线角度与轮廓之间的关系。通过假定充气压力在带束层上的分配,可从斜交轮胎轮廓理论中导出子午线轮胎轮廓理论。以这种理论为基础的轮廓称作自然平衡轮廓。

在由轮胎自然平衡轮廓理论设计轮廓 50 多年后,提出了非平衡轮廓。对轿车轮胎来讲,这种轮廓称作 RCOT(滚动轮廓最佳理论)轮廓,而对载重/公共汽车轮胎来讲,则称作 TCOT 轮廓。提出非平衡轮廓的目的旨在以此轮廓来控制带束层和胎体的张力,并借助 RCOT 来设计转弯性能、燃油经济性、乘坐舒适性和刹车性能好的轮胎。此外,还借助 TCOT 来设计带束层和胎圈耐久性好的轮胎。

然而,我们发现 RCOT 在应用中有一定的局限性。这种局限性是在以 RCOT 为基础的轮胎轮廓设计过程中发现的。在此过程中,通过改变靠近胎圈部和带束层部的胎体线的半径(如图 1 所示),得到许多模拟轮廓,从中挑选出一个作为 RCOT 最佳轮廓。因此,这一过程要消耗大量时间,而且会无意中漏掉除由靠近胎圈部和带束层部的胎体线的半径所逼近的轮廓以外的其它轮廓。此外,所得到的最佳轮廓不能用于结构与此轮廓明

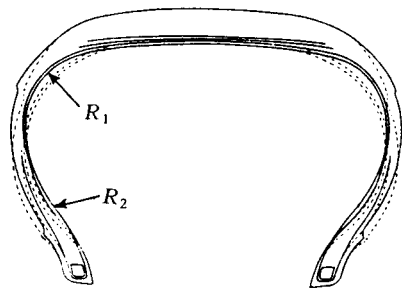


图 1 RCOT 轮廓和普通轮廓

——RCOT 轮廓;普通轮廓

显不同的轮胎上,因为最佳轮胎轮廓取决于其结构。

本文所提出的新的轮胎轮廓理论称作 GUTT(Grand Unified Theory in Tyre)(大一统轮胎技术)。该理论把 150 年轮胎发展史上所提出的每一种轮廓理论组合成一体。在 GUTT 中,把数学规划技术与 GUTT 有限元法结合使用。采用 GUTT 来提高轮胎的操纵性,并用合适的目标函数和约束条件来提高轮胎的其它性能。通过主观评价和测量,证实 GUTT 能提高轮胎各种性能。我们希望 GUTT 在轮胎轮廓理论中开创一个新纪元。

结构的形状最佳化

由于连续结构的形状最佳化与尺寸最佳化(如薄壳厚度最佳化)相比存在困难,因而

几乎未引起人们注意。这些困难在如下两方面几乎都会遇到。其一,在形状最佳化过程中,为保证准确的有限元结果,自动的网格生成是必要的。没有自动的网格生成,则网格变形太大,在最佳迭代中计算难以继续。其二,对形状设计变量来讲,与尺寸变量相比,要获得良好的灵敏度导数费用较高。在最近的研究中,有限元分析程序 MSC/NASTRAN 中已增加了形状最佳化的功能,尽管仅限于移动外部网格点的位置。其它研究者结合自适应网格生成进行研究,使形状最佳化过程完全自动化。

基于如下两个原因,形状最佳化在轮胎设计中的应用尚未进行。其一,因轮胎分析需要采用非线性有限元法,致使形状最佳化的情况比线性分析的情况变得更为困难。其二,对于非线性分析,评价轮胎灵敏性需要耗费大量的 CPU 时间。在轮胎轮廓最佳化中,GU T T 可算是最先应用数值最佳化方法的。

1 最佳化理论

1.1 最佳化的一般概念

近 30 年来,许多研究工作者对最佳化技术进行了研究。由于最佳化过程在灵敏度计算中需要耗费大量的 CPU 时间,故研究工作未能继续进行。然而,就难以适应大型结构的计算要求来讲,在计算机硬件方面已获得了较大的进展,因此最佳化研究又获得了进展。本文将对以计算为主的最佳化技术来确定最佳轮胎轮廓的方法进行论述。

我们可从数学上把约束的最佳化问题表述如下:

(1) 目标函数

求最小值: $f(x)$ (1)

(2) 约束条件

不等式约束条件

$$g_j(x) \leq 0, j = 1, m \quad (2)$$

等式约束条件

$$h_k(x) = 0, k = 1, l \quad (3)$$

边界约束条件

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, i = 1, n \quad (4)$$

(3) 设计变量

$$x = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\} \quad (5)$$

式中,向量 x 为设计变量的向量, x_i^l 和 x_i^u 分别为下、上界约束条件。此外, $f(x)$, $g_j(x)$ 和 $h_k(x)$ 必须是连续的,并且可导。

1.2 设计变量和约束条件

1.2.1 轮胎轮廓

由于轮胎为轴对称结构,因此其断面几乎是圆形的。轮胎的有限元模型由胎体线的垂线、补强线和划分不同橡胶部件的线组成,如图 2 所示。因轮胎轮廓由胎体线确定,故把胎体线坐标选作设计变量。为防止网格在最佳迭代时的变形和改型,只允许与设计变量有关的胎体结点在几乎与胎体线垂直的方向上移动;其它结点则固定于胎体线上,以保持每一个橡胶部件的原厚度。如果轮胎断面不呈圆形,为防止网格变形,应采用可变网格生成。我们将评价如下 3 种确定作为设计变量的胎体线的方法。

(1) 独立结点移动法。

(2) 胎体形状的多项式表示法。

(3) 胎体形状的多圆弧表示法。

在第 1 种方法中,选用胎体线上的结点来表示胎体,并把结点坐标在几乎与胎体线垂直的方向上的变化选作设计变量。其它结点的确定应使胎体上的结点坐标变化后保持厚度方向上的距离。

在第 2 种方法中,用拉格朗日插值多项式表示结点坐标,表示式如下:

$$r(\theta) = \sum_{i=1}^n r_i N_i(\theta) \quad (6)$$

$$N_i(\theta) = \prod_{j=1, j \neq i}^n \frac{(\theta - \theta_j)}{(\theta_i - \theta_j)} \quad (7)$$

式中 θ 的定义如图 2 所示。起初根据图 2 的结点 q_1 到 q_2 的变化来选择胎体线上的设计变量范围。尔后在轮胎内部选择原点 P ,使其到设计变量范围内各结点间的距离近乎相

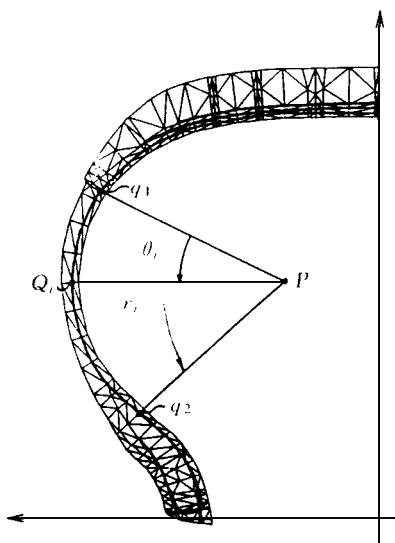


图2 有限元分析轮胎模型和胎体线表示法

等。 θ_i 为由P点和结点 q_1 的连接线与P点和结点 Q_i 的连接线所组成的夹角, r_i 为P和 Q_i 间的距离。在多项式表示中,设计变量是 r_j ,而 n 是设计变量的数量。

在第3种方法中,胎体线由多圆弧表示,如图3所示。设计变量是 R_i 和 θ_i ,分别为弧的半径和角度。

不等式和边界约束条件必须根据生产过程、轮胎规格和某一目标函数的限制适当地确定。如果胎体的周长允许自由变化,则轮胎规格可以不同。因此,胎体周长是最重要

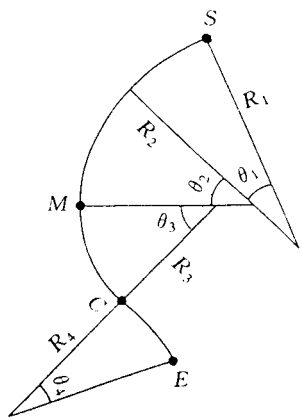


图3 胎体线的多圆弧表示法

的不等式约束条件,它由下式来表示:

$$(1 - \alpha) L_0 < \sum_{i=1}^n \sqrt{(y_{i+1} - y_i)^2 + (z_{i+1} - z_i)^2} < (1 + \alpha) L_0 \quad (8)$$

式中 (y_i, z_i) 和 n 分别是结点坐标和在设计变量范围内胎体线上的结点数量。 L_0 是胎体线在设计变量范围内的初始周长,它由下式确定:

$$L_0 = \sum_{i=1}^n \sqrt{(y_{i+1}^0 - y_i^0)^2 + (z_{i+1}^0 - z_i^0)^2} \quad (9)$$

式中 (y_i^0, z_i^0) 为胎体线上的初始结点坐标。此外还使用如下的边界约束条件:

$$r_i^l < r_i < r_i^u, \quad i = 1, n \quad (10)$$

式中 r_i^l 和 r_i^u 分别为设计变量 r_i 的下限和上限。

1.2.2 轮胎轮廓和橡胶部件的形状

有时轮胎轮廓和橡胶部件的形状(如三角胶)同时也需要获得最佳化。虽然为了解决橡胶部件形状最佳化问题可把厚度分布作为设计变量,但我们却用多轮廓最佳化方法来解决,轮廓上的差异则成为橡胶部件的形状。

以轮胎轮廓和三角胶形状的最佳化作为一个例子。如图4所示,起初设计变量范围由ABCD来确定。在ABCD中,CD线是另外作出的,它位于胎侧外部。胎体线则由拉格朗日插值函数确定。

下一步则用下式来确定从 (y, z) 坐标系到 (ξ, η) 坐标系的插值多项式:

$$y = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) y_i$$

$$z = \sum_{i=1}^m N_i(\xi, \eta) z_i \quad (11)$$

式中 y_i 和 z_i 为矩形上的结点; n 和 m 分别为AB线和CD线上的结点数; $N_i(\xi, \eta)$ 表示如下:

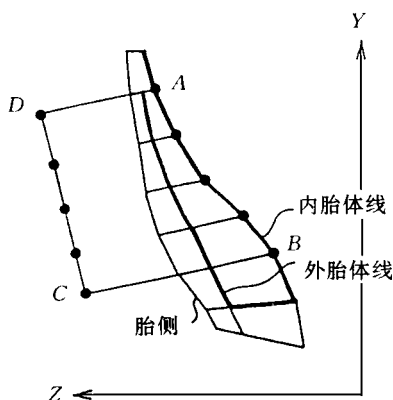


图 4 橡胶部件形状最佳化中的设计变量范围

$$N_i(\xi, \eta) = \prod_{j \neq i}^n \frac{(\eta - \eta_j)}{(\eta_i - \eta_j)} \prod_{j \neq i}^n \frac{(\xi - \xi_j)}{(\xi_i - \xi_j)} \quad (12)$$

此外,外胎体线由拉格朗日插值多项式确定如下:

$$\eta(\xi) = \sum_{i=1}^n a_i N_i(\xi) \quad (13)$$

式中 $N_i(\xi)$ 表示为:

$$N_i(\xi) = \prod_{j \neq i}^n \frac{(\xi - \xi_j)}{(\xi_i - \xi_j)} \quad (14)$$

在此例子中, r_i 和 a_i 均为设计变量,分别为内胎体线和外胎体线的变量。为防止内、外胎体线交叉,需采用如下约束条件:

$$-1 < \xi < \xi_u, -1 < \eta < \eta_u \quad (15)$$

式中 ξ_u 和 η_u 均为胎侧在 (ξ, η) 坐标系中的坐标,如图 5 所示。

1.3 目标函数

下一步需要确定应选择什么类型的目标函数来提高轮胎各种性能。由于采用有限元法对轮胎进行分析,因此可以选择任何可由有限元法来预测的参数。例如可选择应变能损失把轮胎滚动阻力减至最小程度,选择主应变或应变能密度来提高轮胎的耐久性,选择传输性或固有频率来提高轮胎的乘坐舒适性以及选择带束层和胎体的张力来提高以 RCOT 技术为基础的轮胎操纵性能。

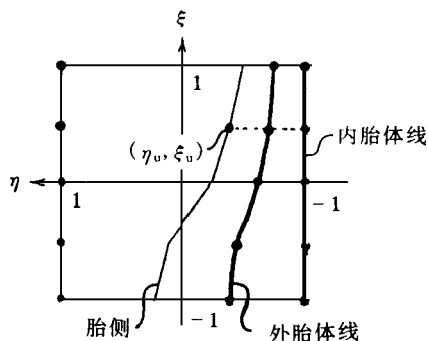


图 5 在局部坐标系中约束条件和外胎体线表示法

当希望获得一个最佳的目标函数(例如应变能损失)时,可采用上述方法。但如果希望同时获得更多的最佳目标函数,必须进行其它处理来建立多目标程序设计。例如,为提高以 RCOT 技术为基础的轮胎操纵性能,就需同时获得最大的带束层张力和最大的胎圈部胎体张力。在 GUTT 系统中,此类问题应用了令人满意的折衷方法。

2 最佳化在轮胎轮廓和三角胶形状设计中的应用

2.1 用 GUTT 系统来提高轮胎操纵性能

把 GUTT 用于低断面轮胎(205/60R15)中。采用现行的轮廓设计不能提高这种轮胎的操纵性能。在 RCOT 中所采用的目标函数是周向的带束层张力和胎圈部的胎体张力。不等式约束方程(2)表示为胎体周长在原周长的 1.5% 范围内变化。

GUTT 生成的最佳轮廓称作 GUTT 轮廓。在最佳迭代时,其轮廓周长变化范围为原轮廓周长的 1.2%。以 GUTT 轮廓为基础制造了试验轮胎。虽然试验轮胎的轮廓与由 GUTT 所绘制出的最佳轮廓不尽相同,但其带束层和胎圈张力比自然平衡轮廓的轮胎是增大的,如图 6 所示,总的带束层张力和总的胎圈张力分别比自然平衡轮廓的增大 12% 和 27%。设定 GUTT 轮廓的试验轮胎内胎体的周长与自然平衡轮廓的轮胎内胎体的周

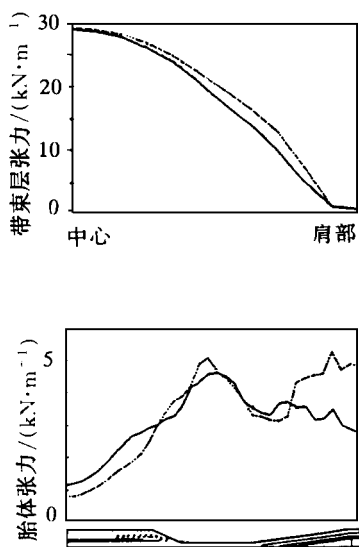


图 6 GUTT 和自然平衡轮廓的带束层和胎体张力

——自然平衡轮廓;GUTT 平衡轮廓

长相同,以便把轮廓对轮胎性能的影响与周长对其性能的影响区别开来。

通过在试验场上的客观试验和室内转鼓试验评价了轮胎轮廓。图 7 表明,与自然平衡轮廓相比, GUTT 轮廓能提高轮胎在干、湿路面上的操纵性能和转向稳定性,并能获得最大的转向力和自回正力矩。

2.2 用 GUTT 系统来改善轮胎的滚动阻力

把应变能损失选作目标函数,以期减少载重车/公共汽车轮胎的滚动阻力。该轮胎规格是 315/70R22.5。轮胎轮廓用多圆弧表示,因为载重车/公共汽车轮胎的胎体是由钢丝帘布制成,以多项式表示的最佳轮廓的轮胎难以组织生产。约束条件是轮胎断面宽的变化,以防止两个轮胎接触。载重车/公共汽车轮胎的滚动阻力减小了 8%。由于载重车/公共汽车轮胎气压很高,故胎面对滚动阻力的影响较大。因此,接近带束层的胎体线的曲率半径在 GUTT 轮廓中变得小些,以减少胎面部位的能量损失。

在下一个例子中,选择了胎面宽度和轮胎轮廓作为设计变量。轮胎断面宽和轮辋宽

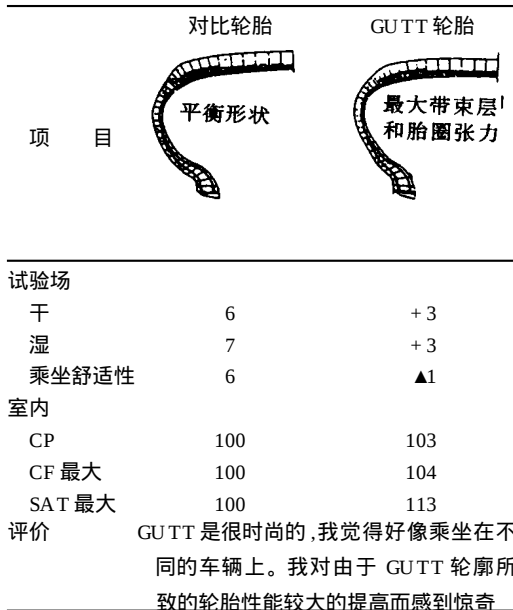


图 7 GUTT 轮廓 205/60R15 轮胎在试验场和室内试验的结果

由胎面宽来确定,以保持断面宽和胎面宽之间的比值,以及轮辋宽和胎面宽之间的比值。轮辋直径和轮胎外径是固定的。通过把胎面宽加入 GUTT 的设计变量中,不仅能够获得最佳轮胎轮廓,而且还可以获得最佳轮胎规格,如图 8 所示。当我们开始对最初轮胎规格(如 165R13)进行最佳化研究时,将其最佳规格变成 205/60R13,其滚动阻力可减小 25%。

用试验轮胎来验证这种预测,该轮胎的胎面宽是有规律变化的,如表 1 所示。在每条轮胎中,花纹块与花纹沟面积之比均相同,矩形块状花纹都开设花纹沟。试验表明,最好的似乎为 60 到 65 系列轮胎,这与由 GUTT 系统的预测几乎是相同的,尽管所测得的滚动阻力的改善比所预测的一半还小。

2.3 采用最佳的三角胶形状来提高胎圈耐久性

为提高具有较低反包帘布层结构的轮胎的胎圈耐久性,采用多轮廓最佳化技术可获得最佳的三角胶形状。轮廓用多项式表示,目标函数是帘布边缘部位的主应变,该部位

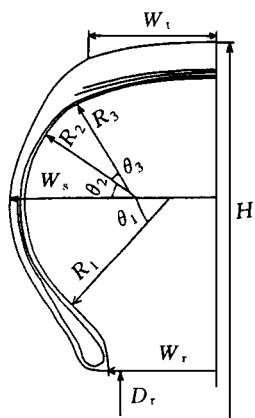


图 8 设计变量和约束条件

W_r —轮辋宽; D_r —轮辋直径; W_t —胎面宽; W_s —断面宽;
设计变量: $R_1, R_2 \dots, \theta_1, \theta_2, W_r, D_r \dots$
常数: $W_t/W_r, W_s/W_r$

表 1 GUTT 试验轮胎滚动阻力降低的
实测(预测) 值

断面高宽比/ %	充 气 压 力 / kPa			N
	170	210	250	
82	35 (100)	31 (100)	29 (100)	
76	34 (97)	30 (97)	28 (97)	
67	32 (91)	28 (90)	26 (90)	
62	31 (89)	28 (90)	26 (90)	

在图 9 中用小圆点显示。通过采用最佳的三角胶形状,负载轮胎在帘布反包端处的主应变减小了 18 %。具有最佳三角胶形状的轮胎,其转鼓试验的耐久性提高了 80 %。

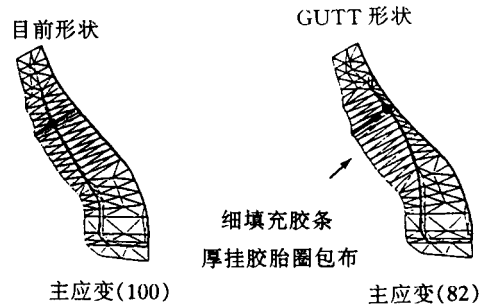


图 9 采用最佳的(子午线轮胎)三角胶形状来提高胎圈的耐久性

目标函数:反包帘布层部分的主应变
轮胎规格:165R13

3 结论

- (1) 结合有限元分析与数学规划开发了 GUTT。如果 GUTT 采用合适的目标函数和约束条件,则能获得最佳的轮胎轮廓和最佳的橡胶部件形状。
- (2) 试验轮胎的试验结果表明, GUTT 对轮胎设计是适用的: 同时增加带束层和胎圈的张力可提高轮胎的操纵性能; 采用由 GUTT 所提供的最佳轮廓和轮胎规格能改善轮胎的滚动阻力,试验证明,这是一种有效的手段; 采用由 GUTT 所提供的最佳三角胶形状可提高胎圈耐久性。

译自“ Tyretech '95 Conference Proceedings ”,P13