

轮胎结构设计中常见的计算结果与实测值 偏差较大现象的原因分析

胡立平¹, 张 薇²

(1. 黑龙江省牡丹江市太平路西菜园街牡丹江书画综合楼 157000; 2. 桦林佳通轮胎有限公司, 黑龙江 牡丹江 157032)

摘要:分析轮胎结构设计中常见的理论计算值与实测值产生偏差的原因。对于材料尺寸从半成品到成品的改变, 主要原因是变形而非压缩, 精确的算法应根据材料变形规律推演其尺寸及角度的改变; 材料应力计算产生偏差最常见的原因是结构参数使用不当和计算公式使用不合理; 材料安全倍数计算产生偏差的主要原因是材料应力计算不准确和对弱点应力计算不到位, 其次是高估材料强度; 充气轮廓形状预测产生偏差的主要原因是依靠经验参数预测, 应依据充气平衡轮廓分析计算。

关键词:轮胎结构设计; 理论计算值; 压缩率; 安全倍数; 平衡轮廓

中图分类号: TQ336.1 **文献标志码:** B **文章编号:** 1006-8171(2013)01-0054-07

针对轮胎结构设计过程中经常遇到的一些计算结果出现较大偏差的问题进行原因分析, 同时阐明尽可能精确的计算方法。

本文讨论的仅是严格执行相关设计技术规范情况下计算值与实测值偏差较大的现象, 即理论计算值与事实不太相符的情况, 由于疏忽等原因导致计算错误等情形不在讨论之列。

1 材料尺寸计算——半成品部件到成品的变化

由于涉及内容较多, 仅选择胎体厚度和有典型代表意义的部件进行讨论。

1.1 出现较大计算偏差的主要原因

对于材料尺寸从半成品到成品的变化, 最初的认知始于对硫化过程高温高压条件的关注, 判定厚度变小是体积压缩的结果, 于是引入了压缩率概念。高温高压硫化过程中产生压缩率的原因归纳如下: ①硫化初期胶料向帘线中渗透, 厚度减小; ②帘线伸张, 直径减小; ③橡胶体积被压缩; ④橡胶内蜂窝状气孔被压缩。以下分别对这些理由进行分析。

(1) 理由①不成立。硫化过程中胶料只能向

骨架帘线的缝隙中渗透, 从而取代其中的空气位置, 但这种渗透过程已经在压延工艺完成大部分, 余留给硫化阶段完成的只有很少一部分, 所能引起的体积改变也小到可以忽略; 而向骨架材料本体中的渗透发生的可能性较低。不但对于钢丝帘线, 即便对于锦纶、聚酯之类的纤维帘线也同样如此, 因为这些高分子纤维材料的结晶度很高, 而且非晶部分也相当致密, 少有空隙, 胶料只能浸润其表面而不能进入其内部。

(2) 理由②成立, 但其实质是材料变形而非体积压缩。

(3) 理由③不成立, 因为橡胶是不可压缩性材料。虽然橡胶的密度经过硫化后确有微乎其微的改变, 但却是硫化过程中生成交联键等化学反应导致物性改变所致, 与压缩无关, 而且因之产生的体积变化可以完全忽略。

(4) 理由④具有实际意义, 确实会导致真实压缩率的产生。不过, 由于半成品中存在过多的气孔会导致其不能在硫化过程中完全消失, 从而使成品轮胎中存在海绵橡胶, 导致成品质量大幅下降, 因此生产企业对半成品中的气孔含量都严格控制, 一般允许胶料中气泡体积含量小于3%。

由以上分析可见, 导致从半成品部件到成品的材料尺寸以及帘线角度发生变化的主要原因是

作者简介:胡立平(1960—), 男, 黑龙江林口县人, 哈尔滨工业大学(威海)汽车工程学院轮胎研究所顾问, 高级工程师, 主要从事轮胎结构设计理论研究和CAD软件开发工作。

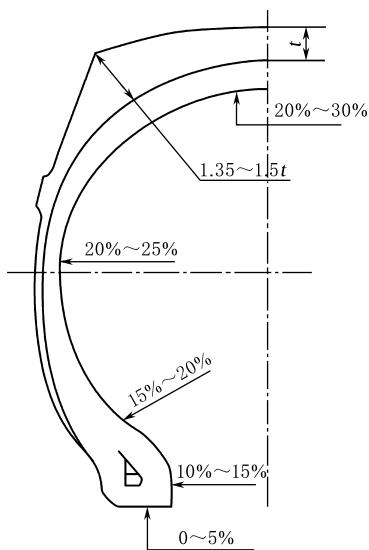
材料变形而非体积压缩。

1.2 胎体厚度的计算

1.2.1 易导致较大偏差的计算方法

目前仍被广泛使用的方法是依据压缩率概念,结合经验参数进行估算,简称压缩率经验估算法。

图1所示为《橡胶工业手册》第四分册轮胎中压缩率经验估算法的轮胎各部位帘布层压缩率^[1],该经验压缩率取值范围很宽,适用范围有限。因为这些经验参数是来自对普通斜交轮胎的总结归纳,因此仅适用于大部分常规斜交轮胎,而不适用于赛车斜交轮胎、航空轮胎和子午线轮胎等。



t 为胎冠中部的胎面胶厚度。

图1 轮胎各部位帘布层的压缩率

1.2.2 胎体帘布层厚度变化精确算法

胎体帘布的变形受到胎体帘线的制约,其变形规律遵循网格理论,假定材料体积恒定则可推导出轮胎任意位置处的胎体帘布层从半成品到成品的厚度变化率(η):

$$\eta = \frac{h - h_0}{h_0} = \left(\frac{r_0^2 \sin \alpha_0}{r \sqrt{\delta^2 r_0^2 - r^2 \cos^2 \alpha_0}} - 1 \right) \times 100\% \quad (1)$$

式中, h 为指定位置成品帘布厚度, h_0 为压延帘布厚度, r 为指定位置对应轮胎轴半径, r_0 为等效压延帘布筒半径(即单胎单层所用压延帘布长度除以 2π), α_0 为帘布裁断角度, δ 为帘线假定伸张值。

式(1)为斜交轮胎胎体帘布厚度变化率的计算公式,未计入体积压缩率即真实压缩率的影响,因其不固定且小于3%,对于工程计算精度要求来说一般可以忽略。如果将体积压缩率的影响计入其中,设真实压缩率为 A (即实测胶料中的气泡体积含量),则式(1)可改写为

$$\eta = \left[\frac{(1-A)r_0^2 \sin \alpha_0}{r \sqrt{\delta^2 r_0^2 - r^2 \cos^2 \alpha_0}} - 1 \right] \times 100\% \quad (2)$$

如此计算胎体帘布层厚度变化率的方法具有以下主要特点:

(1)定量描述了工艺变形过程中,成品斜交轮胎任意位置处胎体帘布层厚度相对半成品帘布层厚度的变化率;

(2)合理解释成品帘布层厚度在某些情况下不减反增的现象;

(3)将变形与体积压缩所产生的实际影响进行定量计算,使计算结果更精确;

(4)不仅适用于包括航空轮胎在内的斜交轮胎,而且适用于子午线轮胎,即 $\alpha_0 = 90^\circ$ 时, $\eta = \left[\frac{(1-A)r_0}{r\delta_0} - 1 \right] \times 100\%$ 。

1.2.3 内衬层胶和胎侧胶厚度的变化

内衬层胶是在与胎体帘布贴合之后一起经历大幅变形,其变形过程同样受到胎体帘线网格变化规律的制约,因此其厚度变化率与对应位置的胎体帘布相同。

胎侧胶则较为复杂,需根据具体工艺变形过程决定。

当胎侧胶与基本未伸张的胎体帘布贴合之后一起经历大幅扩张变形时,其厚度变化率与对应位置的胎体帘布相同。例如两段法成型半钢子午线轮胎在一段半鼓式成型机头上将胎侧胶与胎体帘布贴合,则其厚度变化率与内衬层胶相似,与对应位置的胎体帘布相同。

当胎侧胶与已经大幅伸张之后的胎体帘布贴合时,例如一段法成型子午线轮胎在主成型鼓将胎体帘布层撑起之后才贴合胎侧胶的情况下,则要把胎侧胶厚度变化率的计算分为两个阶段:贴合后的变化率与对应位置的胎体帘布层同步,而贴合前的变化率须根据不同成型模式下的胎侧胶的变形规律来具体计算,两个阶段变化率之和即

为总的厚度变化率。

1.3 钢丝圈底部材料厚度的变化

钢丝圈底部材料厚度计算不应认为其成品厚度和半成品厚度有固定的压缩率关系,例如图1中标注的压缩率0~5%。

钢丝圈底部材料的成品厚度被钢丝圈底面直径与模型着合面直径所限定,是能够保持与设计目标一致且唯一基本不受工艺过程影响的材料厚度。多余胶料将在硫化过程中流到其他部位,因此应控制过盈胶料较少为宜,减少不均匀流动对质量的影响。而半成品保持一定的过盈量是为了避免缺胶质量缺陷(包括海绵胶),并不是为了适应压缩率。

1.4 带束层宽度、厚度与角度的计算

采用网格理论的公式进行一些相关计算易产生误差,因为带束层的变形过程并不遵循菱形网格变化规律。

完全采用零度缠绕的带束层在伸张时角度和宽度维持不变,周长伸张也很小,厚度变化和周长伸张成反比,很容易计算。

而有一定角度的带束层随胎体伸张时,其宽度、厚度和角度同时改变,并且在带束层与胎体帘布层之间以及带束层不同层之间都会产生层间滑移现象,从而不符合网格理论。带束层若能维持菱形网格变化规律则能避免不同层之间的滑移,因此带束层趋向于服从网格理论的变形规律,但这一趋势受到带束层与胎体帘布层之间滑移阻力的阻滞,因而不能完全实现。对于只有2层带束层的半钢子午线轮胎,带束层的层间滑移阻力和带束层与胎体帘布层间的滑移阻力相当,可以尝试按照网格理论的计算结果再折半的方法粗略推算带束层的角度变化。经观察部分实例,估算误差不超过 1° ,不失为一个简单有效的近似计算方法。

影响层间滑移的因素很多,主要有层间胶料的厚度、流动性和帘线角度、排列密度、直径以及表面特性等。建立近似计算经验公式是较好的方法,另一个途径是采用有限元方法进行模拟计算。

2 材料应力计算

轮胎骨架材料应力计算方法较为规整齐全,

但也偶见考虑不全面的情况,若疏于鉴别也会导致计算偏差。

最多见的计算偏差并不是用了错公式造成的,而是错用了公式,其中最常见的是错用了公式中的参数,例如对材料应力影响较大的水平轴半径(r_m)就常常被错误地取值。

国内同行较普遍采用设计轮廓(即模型轮廓)的结构参数计算材料应力,但用设计轮廓的结构参数计算材料应力可能产生较大偏差,而且使计算结果受设计者的主观意愿影响而产生浮动。例如断面水平轴位置(H_1/H_2)设计值使 r_m 取值偏大或偏小,使得胎体帘线及钢丝圈的应力计算值变小或变大,高低之间相差可超过20%。通过调整 r_m 设计值来大幅调整轮胎的受力状态,但对应的充气轮廓的水平轴半径未必随之同步改变。因为虽然在材料布置确定的情况下,每个设计轮廓都对对应唯一的平衡轮廓,但每个平衡轮廓却可以有无数个设计轮廓与之相对应。

因此建议以实际充气状态下的结构参数为准进行计算。

3 安全倍数计算与爆破压力预测

3.1 基本的因果分析

安全倍数作为描述安全性的指标,所关注的焦点是结构强度的最薄弱环节,即最小强度与最大承载对工作可靠性的影响。业内习惯采用应力及强度的平均值计算,对弱点分析计算的不到位或忽视是使安全倍数计算值出现偏差的主要原因。

重视每一个细节是安全性计算应遵循的基本原则。

(1)单根骨架材料帘线的强度标准应按照公差的下限取值;

(2)承受应力标准应按容许公差的上限取值;

(3)有时需要考虑瑕疵存在的几率及其对强度的影响;

(4)对集束骨架材料,还需分析材料强度性能发挥的协调一致性,即强度利用率;

(5)若存在接头尤其是批量接头,必须充分考虑接头设计对强度的影响。

实测安全倍数不小于理论安全倍数是安全性

设计合理的必然结果之一。而实际上,经常发现实测值达不到理论值,甚至远低于理论值的情况。

轮胎的材料应力计算在设计者主观意向影响下容易产生有倾向性的计算偏差,而对于子午线轮胎,这种倾向性常常使胎圈和胎体的应力计算值偏低;加之对弱点分析的忽视,使得材料应力被低估的时候居多。而材料强度计算值则高估时较多,主要原因是经常忽视结构强度的最薄弱环节。二者共同影响导致轮胎材料安全倍数计算的不准确。

3.2 单层胎体帘布安全倍数精确算法

以单层胎体帘布子午线轮胎为例,简述胎体帘布帘线安全倍数的精确算法。

常规算法为:安全倍数=帘线强度标准值/按设计轮廓计算的帘线平均张力。精确算法为:安全倍数=帘线强度最低值(Q)/按充气平衡轮廓计算允许公差范围内帘线标准张力最大值($T_{\max}$),其步骤如下。

(1) Q 的确定。 Q 为以下三者之中的最小值:
①帘线强度标准值;②帘线强度控制公差的下限值;③大量检测试验所得帘线强度最低值。

(2) $T_{\max}$ 分两步计算。首先,按下式计算单根帘线承受的平均张力(T)^[2]:

$$T = \frac{\pi P}{n} (r_k^2 - r_m^2) \quad (3)$$

式中, P 为充气压力, n 为胎体帘布层的帘线总根数, r_k 为胎体帘布层在胎冠顶点处的半径。采用标准充气压力下充气平衡轮廓的对应参数。

其次,根据帘线排列密度公差范围和局部稀线允许标准校正计算。单根帘线张力与帘线排列密度成反比,与帘线间距成正比;设帘线平均间距为 b ,某根帘线与两侧相邻帘线间距分别为 b_1 和 b_2 ,则该帘线张力相对平均张力的校正因子 $a = (b_1 + b_2)/2b$;当某根帘线与两侧相邻帘线间距之和在帘线排列密度公差和局部稀线允许标准范围内达到最大值时,该帘线张力即为最大允许稀线时单根帘线承受的最大张力,其值可用 T 与其校正因子 $a_{\max}$ 之积表示, $a_{\max} = (b_1 + b_2)_{\max}/2b$,即 $T_{\max} = a_{\max} T$ 。

最终求得胎体帘布帘线的静态安全倍数 = $Q/T_{\max}$ 。

此算法与常规算法相比主要有以下改进。

(1)不以设计轮廓结构参数代替充气平衡轮廓参数计算帘线平均张力;

(2)没有忽视弱点效应,对帘线强度的取值遵循安全性的基本原则要求;

(3)在计算中充分考虑了产品公差允许的稀线情况对帘线受力及安全倍数的影响。

3.3 胎圈爆破倍数预测方法

3.3.1 钢丝圈爆破倍数与安全倍数的关系

钢丝圈爆破倍数是指爆破压力相对于标准内压的倍数,即内压安全倍数;而安全倍数是指爆破时钢丝圈张力至少需达到的标准充气压力下钢丝圈总张力的倍数,即钢丝圈有效强度下限/标准内压下的总张力。

忽略胎圈与轮缘间子午向剪应力的影响,则可推导出钢丝圈爆破倍数与安全倍数的定量关系。设安全倍数为 B ,爆破倍数为 N ,标准内压导致的钢丝圈张力为 T_P ,过盈张力为 T_V ,则有:

$$N = \frac{B(T_P + T_V) - T_V}{T_P} \quad (4)$$

由式(4)可见,当 T_V 为零时, N 等于 B ,对应于有内胎轮胎无过盈配合的情况;因为有效的安全倍数设计值一定大于1,所以在有过盈张力存在的情况下, N 大于 B ,而且过盈张力越大, N 超出 B 就越多。

3.3.2 钢丝圈有效强度被高估的原因

钢丝圈有效强度被高估最常见的原因是忽视材料强度实际利用率的影响。例如统一粗略地计算为:钢丝圈强度=单根钢丝强度×钢丝总根数,其中包含了无论是六角形或矩形的钢丝圈其强度利用率均为100%的假定,难免与实际不太相符。

其次是对弱点分析不足。例如对端头效应导致的强度损失计算不准确,对于单丝缠绕的钢丝圈影响还不算大,但对于单层缠绕的矩形钢丝圈,因其批量端头的累积效应影响相当可观,接头长度不足导致双层搭头区域成为貌似最强实则最弱的部位。例如 GB/T 14450—2004《胎圈用钢丝》规定胎圈钢丝抗拉强度应不小于1 770 MPa,则许多生产厂根据换算的 $\phi 0.95$ mm 胎圈钢丝对应的单根抗拉强度为128 kg 和 H 抽出力试验标准 $80 \text{ kg} \cdot (5 \text{ cm})^{-1}$ 推算出半钢子午线轮胎的矩形

钢丝圈搭头长度 80 mm, 显然这种推断不够严谨, 爆破试验也证实钢丝圈断裂几乎都发生于搭头区域。

3.3.3 钢丝圈张力被低估的主要原因

3.3.3.1 对无内胎轮胎钢丝圈过盈张力的低估

对无内胎轮胎钢丝圈过盈张力的低估主要是未注意到不可压缩性材料在胎圈与轮辋配合体系中受力变形的以下特殊性。

(1) 钢丝圈底部材料在轮辋着合处的受力状态不属于简单的一维压缩, 因其在另外两个维度的伸张受到限制; 其中周向完全受限成为封闭空间不可伸张, 而子午向因胎圈与轮缘接触一侧受到充气压力的压迫也使得伸张部分受限。

(2) 其表观压缩模量不可能等于相应的平面层合材料自由压缩模量的理论值或测试值, 而要大得多——可以有数量级的差别。实际上钢丝圈底部材料在轮辋上的表观压缩模量趋近于甚至可以超过其子午向伸张模量。

显然不宜使用普通试验方法测得的压缩模量计算过盈张力。

3.3.3.2 对有内胎轮胎钢丝圈内压张力的低估

有内胎轮胎钢丝圈内压张力的低估主要发生于无正包结构的轮胎, 如全钢子午线轮胎和全反包结构的其他轮胎, 主要源于忽略了胎圈与轮缘之间子午向剪应力的影响。

胎圈与轮缘之间的剪应力起因于内压所致的胎体张力, 一般情况下其方向是阻止胎圈脱离轮辋, 因此能够辅助钢丝圈分担部分内压从而起到降低钢丝圈张力的作用。但对于无正包结构的轮胎有时则会发生相反的作用, 此时反包胎体帘布直接与轮缘相邻, 在没有过盈配合的情况下, 夹在钢丝圈与轮缘之间的反包帘布往往会保持相当一部分绕过钢丝圈传递而来的胎体张力, 其方向是将反包帘布从钢丝圈与轮缘之间向下抽向钢丝圈底部, 使该剪应力的方向与一般情况下恰好相反, 是使胎圈沿轮缘向上爬升, 即将钢丝圈从轮辋底部托起的剪应力, 起到加大钢丝圈张力的作用。

胎圈与轮缘之间剪应力在有正包结构情况下降低钢丝圈张力的作用不是很大, 但在无正包情况下胎体帘布全部反包时在轮缘处反包帘布的残

余张力有时仍然很大, 从而对轮缘处产生相当大的剪应力, 使钢丝圈张力明显提高, 安全倍数与爆破倍数则随之下降。

胎圈与轮缘之间剪应力提升钢丝圈张力大小的精确计算并不容易, 但可简单推测其可能的上限: 当帘布绕过钢丝圈底部无张力损失时, 反包帘布拥有最大的张应力, 等于钢丝圈内侧胎体帘布张应力; 当反包帘布完全依靠轮缘与钢丝圈的夹持固定时, 则该剪应力拥有最大值; 当反包帘布与内侧钢丝圈之间的剪应力与反包帘布与外侧轮缘之间的剪应力相等时, 该剪应力等于反包帘布张应力的一半, 可使钢丝圈的内压张力提高 50%; 当反包帘布与钢丝圈之间的剪应力为零, 即反包帘布与钢丝圈之间的粘合完全破坏且摩擦系数为零, 反包帘布完全依靠该剪应力固定于轮缘处时, 该剪应力拥有特殊情况下的极限值, 等于反包帘布的张应力, 可使钢丝圈的内压张力提高 1 倍。即绕过钢丝圈底部的胎体帘布形成了一个 U 形的杠杆, 其一端被剪应力固定于轮缘形成支点, 另一端被胎体帘布张应力向上牵引, 钢丝圈坐于 U 形杠杆的正中间, 因此受到的抬升力是胎体帘布张应力的 2 倍。

对于全反包结构的无内胎轮胎, 同理分析, 只要在轮缘部位的反包帘布还残留有绕过钢丝圈传递而来的胎体张力, 也会在胎圈与轮缘之间产生能够提升钢丝圈张力的剪应力。但一般情况下这种作用较小, 因为过盈配合使反包帘布的残余张应力大幅降低。

3.3.4 精确算法注意事项

3.3.4.1 钢丝圈有效强度计算

(1) 关注胎圈钢丝强度利用率, 计算钢丝圈结构、排列方式和胎圈钢丝覆胶厚度等的影响;

(2) 重视薄弱环节, 精确计算接头效应尤其是单层缠绕矩形钢丝圈的批量接头效应;

(3) 必要时应根据充分的试验数据建立相关的经验计算公式;

(4) 可以采用有限元方法进行相关计算。

3.3.4.2 钢丝圈标准内压张力计算

(1) 为计算轮胎安全倍数, 按标准充气压力下充气平衡轮廓计算。

(2) 为预测爆破倍数或计算永久安全倍数, 按

标准充气压力下永久充气平衡轮廓计算。所谓永久充气平衡轮廓是指考虑了轮胎材料长期变形影响而计算出的充气平衡轮廓,能更准确地描述轮胎经使用后达到形状稳定时的真实轮廓情况。在水压爆破试验中,轮胎形状随内压的提高而趋近永久充气平衡轮廓。

(3)对于无过盈配合的纯反包结构轮胎,还应计算胎圈与轮缘结合处的子午向剪应力对钢丝圈标准内压张力的提升效应。可以采用有限元方法进行模拟计算。

3.3.4.3 钢丝圈过盈张力计算

(1)若采用常规方法计算,钢丝圈底部材料的压缩模量最好采用在类似具体胎圈与轮辋配合条件下测得的表现压缩模量;

(2)必要时建立从常规压缩模量计算所需表现压缩模量的经验公式(相关条件参数包括轮辋、钢丝圈的结构参数和配合模式等);

(3)可采用有限元方法进行模拟分析计算。

3.3.4.4 钢丝圈安全倍数与爆破倍数计算

(1)钢丝圈静态安全倍数=钢丝圈有效强度/(标准内压张力+过盈张力);

(2)钢丝圈永久安全倍数=钢丝圈有效强度/(永久平衡轮廓标准内压张力+过盈张力);

(3)钢丝圈爆破倍数=(钢丝圈有效强度-过盈张力)/永久平衡轮廓标准内压张力。

4 充气轮廓形状预测

4.1 预测不准确的主要原因

设计轮廓取决于模型形状和材料布置,处于无外力作用(零压)状态,其形状受设计者的主观随意性影响;而充气轮廓取决于材料结构及应力应变的相互作用,其稳定形状是在内压作用下应力应变达到平衡状态的平衡轮廓。

经验式结构设计方法对设计轮廓与充气轮廓差异的分析仅用断面宽膨胀率(B'/B)、外直径膨胀率(D'/D)之类的经验参数描述,这往往因为影响因素太多而无法把握。以轮胎的 B'/B 为例,其经验值通常在 1.00~1.17 之间,但是实际设计中要在此范围内选定一个准确参数则似易实难。其实还有一个简单而又关键的因素被忽视,即设计断面宽(B)仅是受设计者主观意愿影响因

而具有一定程度随意性的设计轮廓普通参数, B'/B 和 D'/D 等对充气轮廓的预测并不具备指导意义。

综上所述,轮胎充气轮廓预测不准确主要是按照经验式结构设计模式以表观膨胀率经验参数为依据进行计算所导致。

4.2 斜交轮胎充气轮廓精确预测方法简述

可以采用薄膜网络理论计算斜交轮胎的充气平衡轮廓,所需的起始边界条件如下:

(1)胎体帘布裁断角度和帘布筒周长(可取多层平均值);

(2)设计轮廓中两钢丝圈之间胎体帘线的长度及其假定伸张值(假定伸张值可取平均值,虽然帘线因不同位置受力不同而有不同的假定伸张值,但对充气轮廓计算精度影响不大);

(3)胎圈部位成品材料厚度及所用轮辋的相关结构参数。

满足上述条件的充气平衡轮廓是唯一的。解出充气轮廓之后 B'/B 和 D'/D 等也可随之得到,但其仅被视为导出参数,不再是设计依据。

4.3 子午线轮胎充气轮廓精确预测简述

由于带束层的影响,子午线轮胎充气平衡轮廓不能用薄膜网络理论计算,而要采用受约束平衡轮廓模型的相应算法^[3-4],所需起始边界条件如下。

(1)带束层、胎圈增强材料对胎体的约束作用。根据设计轮廓及材料布置情况确定相应的内压分担率函数。

(2)设计轮廓中两钢丝圈之间胎体帘线的长度及其假定伸张值。

(3)胎圈部位成品材料厚度及所用轮辋的相关结构参数。

除了充气平衡轮廓的解析算法,对于子午线轮胎和斜交轮胎的充气平衡轮廓,也都可以采用有限元方法进行近似计算。

5 结语

分析了轮胎结构设计中一些常见的理论计算值与实测值产生偏离的现象。提出材料尺寸改变的主要原因是变形而非压缩,精确的算法应是根据材料变形规律推演其尺寸及角度的改变(包括

将材料真实的压缩率计入其中);材料应力计算产生偏差最常见的原因是没有正确使用结构参数,其次是没有使用合理的计算公式;材料安全倍数计算偏差主要是材料应力计算不准确和对弱点应力计算不到位,其次是材料强度被高估,使设计安全倍数过高;充气轮廓形状预测产生偏差主要原因是依靠经验参数预测,宜采用的方法是通过充气平衡轮廓的分析计算来进行。

大陆翻新轮胎与循环利用相结合

中图分类号:TQ336.1+6 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntire-dealer.com)2012年9月18日报道:

在2012年德国汉诺威举办的国际汽车展的新闻发布会上,大陆宣布正在其总部汉诺威脱肯新建一家载重轮胎翻新厂和废旧轮胎橡胶循环利用生产厂。

这是其利用翻胎和循环生产工艺协同效应的首家工厂,投资超过1 000万欧元(1 320万美元),大陆正在加强其在西欧的地位并进一步开发其ContiLifeCycle生产技术。

大陆商业轮胎业务部主管Andreas Esser博士说:“面对有限的原材料,我们将提出轮胎生产和翻新可持续发展的解决方案视为我们的责任。我们现在能够以可控方式加工废旧轮胎胎面磨屑和粉碎轮胎,使其在新轮胎和翻新轮胎生产中得到再利用。”

据大陆称,在欧盟有41%的废旧轮胎用于水泥工业焚烧,其他35%得到循环利用,用于如模压橡胶制品等低应力技术橡胶制品。

大陆已开发出新循环利用工艺,允许在新轮胎和翻新轮胎胶料中使用高份额循环利用橡胶。采用这种新技术可使循环利用橡胶在轮胎中的用量翻倍。

大陆材料和工艺开发利用副总裁Boris Mergell博士说:“这意味着在轮胎生产中优化利用原材料迈出了新的一步。以每年计划循环利用4 000 t计,可节省近2 400 t橡胶及1 600 t炭黑和白炭黑。”新翻新厂将于2013年与循环利用生产厂一起投产。全部达产后,预计每年可翻新18万条轮胎。

参考文献:

- [1] 梁守智,钟延堃,张丹秋.橡胶工业手册第四分册[M].北京:化学工业出版社,1989:76.
- [2] 庄继德.汽车轮胎学[M].北京:北京理工大学出版社,1996:93.
- [3] 胡立平.子午线轮胎的受约束充气平衡轮廓与计算机辅助设计[J].轮胎工业,1994,14(9):3-12.
- [4] 胡立平.轮胎结构设计过程中的数学模型[J].轮胎工业,2012,32(11):646-651.

收稿日期:2012-07-22

大陆翻胎业务主管Christian Sass博士说,“利用公司在该地建立的独特的跨学科研究,这个ContiLifeCycle工厂将作为一个翻胎综合中心,有研发、生产、工艺设计以及质量管理部门。这可使我们快速反应,总结生产经验,不断改进我们的产品。”

ContiLifeCycle是一个集成概念,可为用户提供高效持续的服务方案。从新轮胎、重新刻花纹、胎体管理到翻新,ContiLifeCycle可向每一个用户提供定制方案,使车队获得最低的行驶成本,在轮胎使用寿命内充分利用轮胎。

(吴秀兰摘译 田军涛校)

米其林2012年第3季度销售状况

中图分类号:TQ336.1;F27 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntire-dealer.com)2012年10月22日报道:

米其林集团公布其2012财政年度第3季度(截至2012年9月30日)的净销售额为54亿欧元,而2011年同期的净销售额为51亿欧元。米其林只对每半年的净收益进行公布,其上半年(截至2012年6月30日)的净销售额为107亿欧元,净收益为9.15亿欧元。以2012年9月30日的汇率换算,米其林2012财政年度第3季度的净销售额为70亿美元。

各业务部门净销售额如下:轿车和轻型载重轮胎 28亿欧元(增加5%),载重轮胎 17亿欧元以上(增加2.7%以上),特种轮胎 8.64亿欧元(增加15.5%)。

2012年前9个月米其林的净销售额为161亿欧元(207亿美元),而2011年同期的净销售额为152亿欧元。