

轿车子午线轮胎临界速度的估算

贺海留, 刘欣然

(北京橡胶工业研究设计院, 北京 100039)

摘要:在确定轿车子午线轮胎相关力学参数及运用复合材料叠层理论计算胎冠抗弯刚度的基础上,用弹性基环形梁模型和薄膜理论估算轿车子午线轮胎的临界速度,并分析两种理论估算子午线轮胎临界速度的特点,讨论轮胎径向阻尼对临界速度计算的影响。结果表明,临界速度估算值与实测值吻合,径向阻尼对临界速度计算的影响可忽略。

关键词:轿车子午线轮胎;临界速度;估算;弹性基环形梁模型;薄膜理论

中图分类号:U463.341⁺.6 **文献标识码:**B **文章编号:**1006-8171(2006)01-0011-08

轮胎行驶达到一定速度时,在轮胎的离地处,会连续在相同的位置产生和前次完全相同的波形,这就是驻波。产生驻波时的速度称为轮胎的临界速度(v_c)。轮胎产生驻波后,如果再提高速度,轮胎部件的变形幅度会急剧增大,最后发展为特大驻波而使轮胎很快破坏。

起初人们认为驻波是由于轮胎变形的恢复速度低于轮胎的转动速度、轮胎接地部位的变形在离开地面后没有完全恢复的残留现象^[1]。而更多的研究^[2~5]表明,驻波现象是轮胎的固有特征,是一种阻尼共振响应。

关于轮胎临界速度计算最早的报道是1954年Turner D M^[2]在伦敦橡胶技术会议上发表的文章,将斜交轮胎看作一个挠性的平面膜,不考虑胎体的弯曲刚度和橡胶的作用,得出了著名的Turner公式。此公式虽有较大的局限性,但因其表达式简洁,要求确定的参数较少,在估算斜交轮胎临界速度时不失为一个较好的公式。文献^[6]据此公式计算了轿车斜交轮胎的临界速度。

随着轿车子午线轮胎的迅速发展,人们把精力集中到研究轿车子午线轮胎上。计算轿车子午线轮胎临界速度的数学模型有:弹性基环形梁模型^[1,7,8]、薄膜理论^[9]、薄壳理论^[3]及有限元计算^[10~13]。笔者在以前的工作中分别研究了气压、负荷及结构参数对轮胎高速性能的影响^[14~16],本

研究则在确定各种力学参数的基础上,采用弹性基环形梁模型及薄膜理论,计算了轿车子午线轮胎的临界速度。

1 实验

1.1 试验轮胎

本文选择205/70R14轮胎为研究对象。其主要结构参数如下:胎体为2层人造丝帘布;带束层为2层钢丝帘布,带束层帘线与胎面中心线的夹角为 18° ;带束层与胎面胶之间有一层 0° 锦纶帘布冠带层;胎面宽度为145 mm, 0° 冠带层宽度为140 mm,带束层的第1层宽度为135 mm,第2层宽度为120 mm,胎面胶厚度为8.7 mm。

以带束层宽度、 0° 冠带层层数及胎面厚度为变化因素,进行正交设计和单因素变化设计,得到如表1所示的13个方案共25条试验轮胎。

1.2 试验仪器及方法

试验分为确定轮胎力学参数和最终轮胎高速性能两部分。前者在下面确定各个力学参数的各节中分别叙述。轮胎高速性能采用美国MTS公司生产的MTS 860型轮胎耐久性试验机根据GB/T 7034—1998进行测试,试验气压为270 kPa,负荷为516 kg。

2 弹性基环形梁模型及薄膜理论

2.1 弹性基环形梁模型

弹性基环形梁模型是将子午线轮胎模拟为由径向和纵向弹簧支撑的环形梁(如图1所示),忽

表1 试验轮胎结构参数

方案	轮胎 序号	带束层宽 度/mm	0°冠带 层层数	胎面厚 度/mm
1	1,2	115/100	0	8.0
2	3,4	115/100	1	8.7
3	5,6	115/100	2	9.9
4	7,8	145/130	0	8.7
5	9,10	145/130	1	9.9
6	11,12	145/130	2	8.0
7	13,14	135/120	0	9.9
8	15,16	135/120	1	8.0
9	17,18	135/120	2	8.7
10	19,20	145/130	1	8.7
11	21,22	135/120	0	8.7
12	23,24	135/120	1	9.9
13	25	135/120	1	8.7

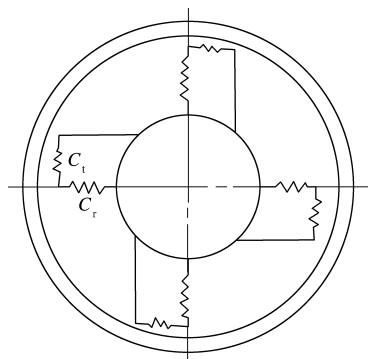


图1 径向弹簧和纵向弹簧支撑的环形梁模型示意

略轮胎阻尼。酒井秀男^[1]利用此模型在 Böhm 理论的基础上进行修正,得到如下临界速度公式。

$$v_c^2 = \frac{\frac{EJ}{r^2} a^2 (a^2 r^2 - 1)^2 + T a^4 r^2 + (C_r r^2 - T) a^2 + C_t}{\rho a^2 (a^2 r^2 + 6)} \quad (1)$$

式中 E ——等效弹性模量;

J ——等效惯性矩;

r ——轮胎的外半径;

a ——波数;

T ——非滚动轮胎的张力;

C_r ——轮胎单位长径向刚度;

C_t ——轮胎单位长纵向刚度;

ρ ——胎冠单位长度的质量。

式(1)中波数 a 的物理含义不够明确,用轮胎周向驻波的波数(S)来代替,其替代公式为

$$a = 2\pi/\lambda = 2\pi r/(\lambda r) = (2\pi r/\lambda)/r = S/r \quad (2)$$

式中, λ 为波长。

将式(2)代入式(1)得

$$v_c^2 = \frac{EJS^2(S^2-1)^2 + Tr^2S^4}{\rho r^2 S^2(S^2+6)} + \frac{(r^2 C_r - T)r^2 S^2 + r^4 C_t}{\rho r^2 S^2(S^2+6)} \quad (3)$$

式中,轮胎周向驻波波数(亦称为轮胎的模数)的取值为 1,2,3,4,⋯。

2.2 薄膜理论

Pacejka H B^[9]把轮胎看作一个带有阻尼的径向弹簧支撑的薄膜(如图2所示),即不考虑胎冠的抗弯刚度和轮胎的纵向刚度,但考虑了轮胎的径向阻尼。Kwon Y D 等^[4]利用此模型求得轮胎的临界速度:

$$v_c = \frac{1}{2}(-B \pm \sqrt{B^2 - 4C}) \quad (4)$$

$$B = \frac{r^2 K_r^2}{4\eta \rho^2} - \frac{r^2 C^1}{\rho} - \frac{T}{\eta \rho}$$

$$C = \frac{TC^1 r^2}{\eta \rho^2}$$

$$C^1 = C_r + \frac{C_s}{r^2} - \frac{2bp}{r}$$

式中 η ——离心力还原率;

K_r ——单位长度的径向阻尼值;

C_s ——单位长度胎体的抗张刚度(平均模量乘以胎冠截面积);

b ——胎面有效宽度的一半;

p ——充气压力。

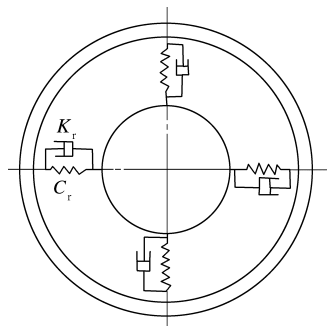


图2 带有阻尼的径向弹簧支撑的薄膜模型示意

3 轮胎力学参数的确定

3.1 胎冠抗弯刚度(EJ)

3.1.1 胶料及帘线初始模量的测定

(1)胶料初始模量

试验所用仪器为英国 Instron 公司生产的 1185 系列拉力机。测试条件为:测试速度 50

mm·min⁻¹,测试温度 室温,湿度 50%,应变 0~5%。测试结果如表 2 所示。

表 2 胶料的初始模量

胶 料	硫化条件/(℃×min)	初始模量/MPa
胎面胶	142×30	10.096 4
	142×40	9.974 9
	142×50	8.597 4
带束层胶	137×20	6.325 0
	137×30	12.189 5
	137×40	12.616 3
胎体帘布层胶	137×20	3.249 6
	137×30	4.577 4
	137×40	4.511 5

(2)帘线初始模量

试验所用仪器为日本岛津公司生产的 DCS-500 型通用材料试验机,按国标进行测试。对于人造丝和锦纶帘线,取应变 0~5%内的模量平均值为其初始模量;对于带束层钢丝帘线,取应变 0~2%内的模量平均值为其初始模量。人造丝、锦纶和钢丝初始模量的测试结果分别为 6 525.0,2 687.0 和 52 570.0 MPa。

3.1.2 胎冠等效弹性模量(E)的表达式

轮胎的胎冠部分由胎面胶、0°冠带层、带束层、中间层、胎体帘布层和内衬层等部分构成,其各有自己的弹性模量。为便于计算,宜将其考虑为具有等效模量或组合模量的一种假想材料之单一构件。假设上述胎冠各部分的弹性模量和横截面积分别为 $E_1, E_2, E_3, E_4, E_5, E_6$ 和 $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$,由文献[17]可知,其等效弹性模量为

$$E = \frac{\sum E_i A_i}{\sum A_i} = \frac{E_1 A_1 + E_2 A_2 + \cdots + E_6 A_6}{A_i}$$

(5)

式中, A_i 为胎冠部位的横截面积,即

$$A_i = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6$$

(6)

胎面胶、中间层胶和内衬层胶为单一材料,故弹性模量 E_1, E_5 和 E_6 可直接测出。0°冠带层、带束层、胎体帘布层分别由锦纶-橡胶、钢丝-橡胶、人造丝-橡胶复合材料组成,其弹性模量需由复合材料力学计算求得。

3.1.3 复合材料弹性模量的求解

复合材料由基体和增强材料组成。在轮胎所用的复合材料中,基体为橡胶,增强材料为帘线。

设单层复合材料帘线方向为 L,垂直于帘线的方向为 T,复合材料中帘线的含量用帘线体积分数 ϕ_c 表示,它是帘线体积与复合材料总体积的比值。

根据文献[18]可知,单层复合材料的材料常数为

$$E_L = E_C \phi_c + E_R (1 - \phi_c)$$

(7)

$$E_T = \frac{E_R (1 + 2 \phi_c)}{(1 - \phi_c)}$$

(8)

式中 E_L ——单层复合材料在帘线方向的弹性模量;

E_C ——帘线的初始模量;

E_R ——橡胶(基体)的初始模量;

E_T ——单层复合材料垂直于帘线方向的弹性模量。

Pacejka H B^[9]、Walter J D^[19] 和赤坂隆^[20] 的研究表明,对于如图 3 所示的两层带束层($\pm\theta$),其拉伸模量(E_a)可表示为

$$E_a = E_C \phi_c \cos^4 \theta + 4 G_R (1 - \phi_c) - \frac{[E_C \phi_c \sin^2 \theta \cos^2 \theta + 2 G_R (1 - \phi_c)]^2}{E_C \phi_c \sin^4 \theta + 4 G_R (1 - \phi_c)}$$

(9)

式中, G_R 为橡胶基体的剪切模量。

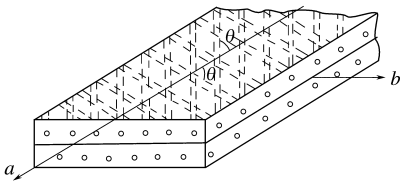


图 3 角度±θ叠层带束层示意

3.1.4 胎冠弹性模量的计算

已知锦纶 0°冠带层的压延厚度为 0.9 mm,锦纶帘线的直径为 0.64 mm,帘线密度为 9 根·cm⁻¹;人造丝胎体压延帘布层的厚度为 1.25 mm,人造线帘线的直径为 0.78 mm,帘线密度为 10 根·cm⁻¹;一层钢丝带束层的压延厚度为 1.7 mm,钢丝帘线的直径为 0.88 mm,帘线密度为 8 根·cm⁻¹,帘线与轮胎周向的夹角 $\theta=18^\circ$ 。

在子午线轮胎中,0°冠带层和胎体都属于沿帘线方向或垂直于帘线方向的受力部件,故可用式(7)和(8)计算其材料常数。带束层的受力偏离帘线的方向,其材料常数可通过式(9)计算。

求得各部分材料常数后,通过式(5)可以计算

出胎冠的等效弹性模量。这里,由于内衬层和中间层胶较薄且软,故计算时将两者忽略。由此得到各方案胎冠的等效弹性模量,如表 3 所示。

表 3 胎冠的等效弹性模量

方 案	轮胎序号	等效弹性模量/MPa
1	1,2	1 610.5
2	3,4	1 505.9
3	5,6	1 375.2
4	7,8	1 994.1
5	9,10	1 806.5
6	11,12	1 966.8
7	13,14	1 711.9
8	15,16	1 873.9
9	17,18	1 745.7
10	19,20	1 936.3
11	21,22	1 841.3
12	23,24	1 671.1
13	25	1 791.1

3.1.5 胎冠中性层位置的确定

要计算胎冠的等效惯性矩,需首先确定胎冠的中性层位置。

所谓中性层是对弯曲梁而言的,当梁受纯弯矩变形时,梁断面内的上部材料受拉伸应力,下部材料受压缩应力,中间有一个平面,既不受拉应力,又不受压应力,该平面即为梁的中性层。对均质材料而言,中性层总是通过梁断面的形心。

由于子午线轮胎的胎冠部分是由胎面胶、0°冠带层、钢丝带束层、中间层、胎体帘布层及内衬层等组成的非均匀体,其中性层位置不能简单地按材料截面形心确定。这里提出按模量比放大的方法来求解胎冠的中性层位置和抗弯刚度。

模量比放大的具体做法是:确定一部分材料为基准材料,其截面形状和面积(S)不变,其它材料的等效面积(S_i')按其弹性模量(E_i)与基准弹性模量(E)的比值进行放大或缩小,即

$$S_i' = \frac{E_i}{E} S_i \tag{10}$$

式中, S_i 为材料的实际截面面积。

等效胎冠截面可视为具有基准材料模量的均质材料截面,其形心即为中性层的位置。

3.1.6 胎冠截面抗弯刚度(EJ)的计算

确定轮胎中性层位置后,可以按模量比放大

的等效方法求出胎冠截面的等效惯性矩(J'):
 $J' = J_1' + J_2' + J_3' + J_4' + J_5' + J_6' = \sum J_i'$
式中, $J_1', J_2', J_3', J_4', J_5'$ 和 J_6' 分别为胎面胶、0°冠带层、带束层、胎体、中间层和内衬层对胎冠截面中性层的等效惯性矩。同样取胎面胶为基准材料,则其它材料的等效惯性矩为

$$J_i' = \frac{E_i}{E_1} J_i \tag{11}$$

式中, J_i 为材料的实际惯性矩, E_1 为基准材料模量。

等效后的胎冠截面可视为具有基准材料模量的均一材料截面,故胎冠截面的抗弯刚度为

$$EJ = E_1 J' = E_1 \sum J_i' = E_1 \sum \frac{E_i}{E_1} J_i = \sum E_i J_i \tag{12}$$

轮胎胎冠每一部分材料对中性层的惯性矩为

$$J_i = J_{i0} + a_i^2 S_i \tag{13}$$

式中 J_{i0} ——第 i 部分材料对其形心的惯性矩;
 a_i ——第 i 部分材料形心到胎冠中性层的距离。

由式(12)可知,组合材料的抗弯刚度等于其各部分材料抗弯刚度之和,由该式可求出胎冠的抗弯刚度,如表 4 所示。

表 4 胎冠截面的中性层位置及抗弯刚度

轮胎序号	中性层到第 1 带束层中心的距离/mm	中性层到胎面最外层的距离/mm	胎冠截面抗弯刚度/(N·m ²)
1,2	0.434 4	9.284 4	5.072 6
3,4	0.386 4	10.836 4	5.833 7
5,6	0.354 7	12.904 7	7.138 6
7,8	0.434 5	9.984 5	6.544 2
9,10	0.394 7	12.044 7	7.457 1
11,12	0.369 4	11.019 4	8.154 8
13,14	0.433 0	11.183 0	6.286 5
15,16	0.392 9	10.142 9	6.650 5
17,18	0.365 1	11.715 1	7.816 9
19,20	0.395 2	10.845 2	7.227 2
21,22	0.434 2	9.984 2	6.086 2
23,24	0.392 2	12.042 2	6.992 9
25	0.392 7	10.842 7	6.763 3

3.2 轮胎带束层张力(T_d)

子午线轮胎的带束层是主要受力部件,决定

轮胎的强度、充气状态下的轮廓和使用性能。根据资料^[21],子午线轮胎在充气压力下带束层的周向张力 T_d 为

$$T_d = p[\frac{1}{2}A_n - (R'^2 - r_0^2)] \tag{14}$$

式中 A_n ——充气状态下外胎内轮廓横断面的面积；
 R' ——胎侧平衡断面半径；
 r_0 ——外胎断面最宽处半径。

计算充气状态下外胎内轮廓横断面面积时，将轮胎断面最宽处到胎冠的内轮廓近似为椭圆计算。由式(14)可得到轮胎的带束层张力随气压变化的表达式,如表 5 所示。

表 5 轮胎带束层张力的计算公式

方 案	轮胎序号	带束层张力
1	1,2	$T=0.027\ 95p$
2	3,4	$T=0.028\ 68p$
3	5,6	$T=0.029\ 64p$
4	7,8	$T=0.027\ 95p$
5	9,10	$T=0.029\ 23p$
6	11,12	$T=0.028\ 78p$
7	13,14	$T=0.028\ 82p$
8	15,16	$T=0.028\ 36p$
9	17,18	$T=0.029\ 10p$
10	19,20	$T=0.028\ 68p$
11	21,22	$T=0.028\ 27p$
12	23,24	$T=0.029\ 23p$
13	25	$T=0.028\ 68p$

注：充气压力的单位为 Pa,张力的单位为 N。

3.3 轮胎单位长径向刚度

轮胎单位长径向刚度是指单位下沉量(径向位移)所需单位印痕长度上的径向力^[22]。文献[21]测试并确定了轮胎单位长径向刚度对充气压力的回归方程,如表 6 所示。

3.4 轮胎径向阻尼

3.4.1 高分子材料结构阻尼的计算

橡胶是高分子材料,由于其内部分子链的相互摩擦,当加载到一定程度卸载时,会出现应变恢复滞后于应力恢复,即弹性迟滞现象。在加载、卸载循环过程中,应力-应变曲线会形成一个滞后回线,如图 4 所示。滞后回线(oabco)所包含的面积表示材料在一个循环中单位体积释放的能量,这部分能量将转换为热能而散失掉。振动过程处在

表 6 轮胎单位长径向刚度对充气压力的回归方程

方 案	轮胎序号	单位长径向刚度回归方程
1	1,2	$C_r=5.243\ 137p-246\ 613.1$
2	3,4	$C_r=5.361\ 549p-234\ 512.5$
3	5	$C_r=5.518\ 137p-255\ 682.4$
	6	$C_r=5.401654p-236\ 331.5$
4	7,8	$C_r=5.329\ 632p-249\ 517.6$
5	9,10	$C_r=5.762\ 033p-312\ 299.7$
6	11,12	$C_r=5.206\ 957p-235\ 378.1$
7	13,14	$C_r=5.348\ 987p-245\ 448.8$
8	15,16	$C_r=5.177\ 361p-237\ 928.6$
9	17	$C_r=5.279\ 138p-232\ 613.9$
	18	$C_r=5.217\ 270p-234\ 119.6$
10	19,20	$C_r=5.248\ 167p-234\ 795.9$
11	21,22	$C_r=5.348\ 652p-268\ 564.4$
12	23,24	$C_r=5.451\ 935p-232\ 039.0$
13	25	$C_r=5.530\ 796p-257\ 972.2$

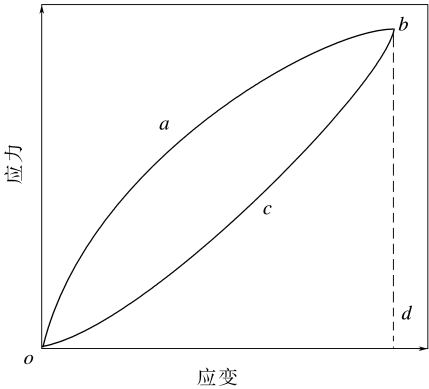


图 4 高分子材料的弹性迟滞现象示意

加载、卸载的往复过程中,每个振动周期形成 1 次滞后回线,结构阻尼由此而产生。

当振动系统中存在非粘性阻尼时,常用等效粘性阻尼系数(即 K_r)来进行近似计算。等效粘性阻尼系数值是根据一个周期内非粘性阻尼所消耗的能量和等效粘性阻尼所消耗的能量相等这一原则计算出来的。通过推导^[23]得到等效粘性阻尼系数的计算公式:

$$K_r = \frac{\mathcal{A}_r}{2\pi\omega} \tag{15}$$

式中, $\mathcal{A}$ 为每个振动周期中的阻尼比容; C_r 为振动系统的弹簧刚度,相当于轮胎的单位长径向刚度; ω 为振动的角频率。

橡胶的阻尼比容可通过求其应力-应变相位差(φ)的正切值而求出。轮胎虽非完全橡胶构件,但假设也遵循这个规律:

$$\partial = \tan\varphi$$

(16)

3.4.2 相位差的测定

(1)试验仪器

试验所用仪器为日本鹭宫制造所生产的EVH-20-100-10型振动试验机。

(2)试验原理

将充一定气压的轮胎固定在振动试验台上,如图5所示,加一既定载荷,然后由振动台输入正弦波($\varphi = A\sin\omega t$),轮胎的径向力和径向位移由传感器输入相位差计,由相位差计读出既定频率下的轮胎径向力和径向位移的相位差。

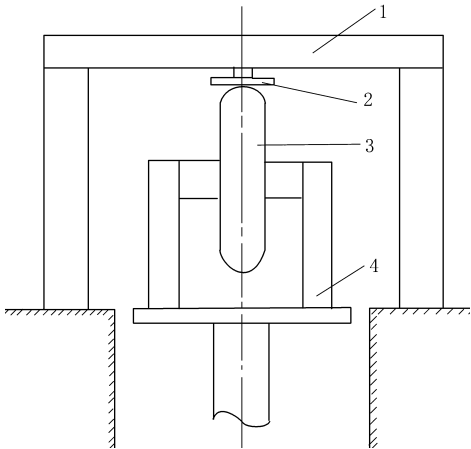


图5 振动试验机工作原理示意

1—框架;2—传感器;3—轮胎;4—振动台。

(3)试验条件

由于阻尼对温度较敏感,试验时应尽可能保持温度稳定。同时,振动幅值A参考相关资料^[24,25]和试验机参数取4mm。振动频率也根据试验机参数选取。

3.4.3 轮胎径向阻尼的计算

将测得的相位差代入式(15)和(16)即可求得轮胎的等效粘滞阻尼系数,用这个值作为轮胎的径向阻尼。

3.5 轮胎单位长纵向刚度

文献[26]研究并确定了本文中轮胎不同充气压力时的单位长纵向刚度。通过最小二乘法一次曲线拟合,得到表7所示的轮胎单位长纵向刚度对充气压力的回归方程。

由表7可见,轮胎结构变化对单位长纵向刚度的影响不大。

表7 轮胎单位长纵向刚度对充气压力的回归方程

方 案	轮胎序号	单位长纵向刚度回归方程
1	1,2	$C_t = 5.630\ 281p + 420\ 107.8$
2	3,4	$C_t = 6.006\ 733p + 400\ 404.7$
3	5,6	$C_t = 5.440\ 065p + 544\ 006.5$
4	7,8	$C_t = 5.483\ 170p + 481\ 771.6$
5	9,10	$C_t = 5.470\ 669p + 520\ 937.2$
6	11,12	$C_t = 5.383\ 512p + 515\ 091.6$
7	13,14	$C_t = 6.312\ 977p + 306\ 860.2$
8	15,16	$C_t = 6.081\ 081p + 355\ 020.1$
9	17,18	$C_t = 5.622\ 642p + 504\ 795.5$
10	19,20	$C_t = 5.733\ 414p + 480\ 552.8$
11	21,22	$C_t = 6.139\ 377p + 338\ 804.7$
12	23,24	$C_t = 5.103\ 918p + 722\ 718.8$
13	25	$C_t = 5.330\ 018p + 566\ 218.6$

3.6 其它参数

3.6.1 环形梁单位长度质量(ρ)

确定环形梁单位长度质量时,除了考虑轮胎胎冠的质量外,还要考虑胎侧及内胎的质量。

按照酒井秀男^[1]的处理方法,单位长胎侧的质量乘以系数(1/3)后折算到胎冠上。这样做的原因是在弹性基环形梁模型中仅把胎体看作具有弹性系数的弹簧而忽略了其质量。同理,将处于外胎胎冠处内胎质量的1/3以系数1加到胎冠上,其余2/3的处理方法则同外胎胎侧质量的处理方法。根据上述处理方法,得出模型中环形梁单位长度的质量如表8所示。

3.6.2 薄膜单位长度质量

利用 Pacejka H B^[9]的薄膜理论进行轮胎临界速度计算时,薄膜单位长度的质量取胎冠及内胎在胎冠处的质量和,如表8所示。

表8 环形梁和薄膜的单位长度质量 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$

方 案	轮胎序号	环形梁	薄膜
1	1,2	5.031 819	3.412 090
2	3,4	5.290 589	3.670 860
3	5,6	5.630 342	4.010 614
4	7,8	5.253 107	3.633 378
5	9,10	5.592 074	3.972 345
6	11,12	5.432 447	3.812 718
7	13,14	5.410 187	3.790 458
8	15,16	5.250 077	3.630 348
9	17,18	5.509 075	3.889 347
10	19,20	5.398 911	3.779 182
11	21,22	5.216 946	3.597 218
12	23,24	5.556 037	3.936 309
13	25	5.362 804	3.743 075

4 子午线轮胎临界速度计算及与实测值的比较

4.1 用弹性基环形梁模型计算临界速度

205/70SR14 轮胎胎冠中部半径 $r=0.311\ 97\ \text{m}$ 。根据式(3),轮胎模数取不同的值时有不同的临界速度。25 号轮胎在充气压力为 270 kPa 的情况下,模数取 1~10 时,临界速度分别为:330.0,215.9,183.2,170.4,166.1,166.5,169.8,175.0,181.6 和 189.2 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

由此可见,当 $S=5$ 时,轮胎有最小临界速度(166.1 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$),此速度即为所求的轮胎临界速度。

4.2 用薄膜理论计算临界速度

取 $\eta=1$,代入式(4),求得 25 号轮胎不同阻尼时的临界速度,如表 9 所示。

表 9 25 号轮胎不同阻尼时的临界速度

气压/kPa	频率	$\varphi/(^{\circ})$	阻尼/(Pa $\cdot$ s)	临界速度/ ($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)
100	—	—	0	99.656 5
	10	−159	314.0	99.660 5
	20	−158	165.3	99.656 5
	40	−155	95.4	99.656 5
200	—	—	0	140.935 5
	10	−160	727.2	140.984 4
	20	−160	363.6	140.949 9
	40	−156	222.4	140.941 3
240	—	—	0	154.386 1
	10	−161	924.8	154.451 7
	20	−161	462.4	154.404 4
	40	−156	299.0	154.393 9
310	—	—	0	175.460 8
	10	−163	1 160.0	175.622 3
	20	−165	508.7	175.493 1
	40	−158	383.5	175.479 2
340	—	—	0	183.756 6
	10	−164	1 207.4	183.937 2
	20	−166	524.9	183.791 8
	40	−160	383.1	183.774 2
370	—	—	0	191.691 5
	10	−165	1 185.6	191.873 2
	20	−165	592.8	191.738 0
	40	−161	380.9	191.710 6

由于 η 在 0~1 间取值,因此薄膜理论的计算带有人为性和经验性,不如环形梁模型客观。

4.3 径向阻尼对临界速度的影响

从表 9 可以看出,由于轮胎的径向阻尼远小于 C_r 和 C^1 ,对轮胎的临界速度几乎没有影响。

这也证明了弹性基环形梁模型在计算轮胎临界速度时忽略阻尼是可行的,模型对计算子午线轮胎的临界速度是足够精确的。

4.4 轿车轮胎临界速度计算值与实测值的比较

试制轮胎临界速度的试验测试值和由弹性基环形梁模型的计算值示于表 10。由表 10 可以看出,实测值与计算值大体一致。其误差有两方面原因:一是模型的理想化,二是观察的误差,特别是后者的误差更为直观,因为高速试验速度每次提高 10 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$,10 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ 以内轮胎的变化反映不出来,而且每次目测驻波的大小不可能客观统一,因此误差是不可避免的。

表 10 轮胎临界速度计算值与
实测值的比较 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$

方 案	计算值	实测值
1	165.5	160
2	165.2	160
3	163.8	160
4	165.3	170
5	164.8	170
6	165.6	170
7	164.1	—
8	165.4	170
9	164.6	160
10	165.0	170
11	165.4	160
12	164.5	170
13	166.1	160

5 结语

在开发轿车子午线轮胎的过程中,估算轮胎的临界速度是一项必需的工作,但估算过程中,选择模型及确定轮胎的力学参数常令人无从下手。本文在选择模型及确定没有统一定义的轮胎力学参数上做了有益的探索。在实际应用中,除了可以计算的力学参数外,对于需测试的力学参数(C_r 和 C^1),只需抓住其与充气压力的关系给出大概值,即可得出对临界速度满意的预测结果,从而为轿车子午线轮胎的开发提供参考。

参考文献:

[1] 酒井秀男. タイセ工学[M]. 东京:株式会社グラソプリ, 1987. 336-352.

- [2] Turner D M. Wave in tire[J]. Textile Research Journal, 1970,40(6):498-507.
- [3] Soedee W. On the dynamic response of rolling tires according to thin shell approximations[J]. Journal of Sound and Vibration. 1975,41(2):233-246.
- [4] Kwon Y D,Prevorsek D C. Formation of standing waves in radial tire[J]. Tire Science and Technology,1984,12(1):44-63.
- [5] Soedel W,Prasad M G. Calculation of natural frequencies and models of tires in road contact by utilizing eigenvalues of the axisymmetric non-contacting tire[J]. Journal of Sound and Vibration,1980,70(4):573-584.
- [6] 贺海留. 轿车轮胎高速性能研究[D]. 北京:北京橡胶工业研究设计院,1991.
- [7] Potts G R,Bell C A,Charek L T. Tire vibratoins[J]. Tire Science and Technology,1977,5(4):202-225.
- [8] Pandoran J. On viscoelasticity and standing waves in tires[J]. Tire Science and Technology,1976,4(4):233-246.
- [9] Pacejka H B. Tire in-Plane Dynamics,in Mechanics of Pneumatic Tires (chapter 9, 4)[M]. Washington D C:NBS Monograph 122 National Bureau of standard,1971. 726-783.
- [10] Kung L E,Soedel W. Natural frequencies and mode shapes of an automotive tire with interpretation and classification using 3-D computer graphics[J]. Journal of Sound and Vibration,1985,102(3):329-346.
- [11] Padoran J. Traveling waves vibrations and buckling of rotating anisotropic shells of revolution by finite elements[J]. Int. J. Solids Structure,1975,11:1 367-1 380.
- [12] Hunckler C J, Yang T Y, Werner S. A geometircally nonlinear shell finite element for tire vibration analysis[J]. Computers and Structures,1983,17(2):217-225.
- [13] Padovan J. Natural frequencies of rotating Prestressed cylinders[J]. Journal of Sound and Vibration,1973,31(4): 469-482.
- [14] 贺海留,钟延坝. 气压和负荷对轿车轮胎高速性能的影响[J]. 天津汽车,1991(11):6-10.
- [15] 贺海留. 结构参数对轿车子午线轮胎高速性能的影响[J]. 橡胶工业,1993,40(8):468-472.
- [16] 贺海留,谭 锋,马良清. 轿车轮胎的固有频率及振型的研究[J]. 橡胶工业,1994,41(10):580-587.
- [17] 赫思 E J. 材料力学[M]. 孙立译. 北京:人民教育出版社,1981.
- [18] 奈次 H. 数学公式[M]. 石胜文译. 北京:海洋出版社,1983.
- [19] Walter J D,Patal H P. Approximate expressions for the elastic constants of cord - rubber laminates [J]. Rubber Chemistry and Technology,1979,52(4):710-724.
- [20] 赤坂隆. ラジアルタイヤの构造力学[J]. 日本ゴム協会誌, 1978,51(3):152-168.
- [21] 萨尔特阔 A B. 汽车轮胎工艺学基础[M]. 北京橡胶工业研究所,桂林橡胶设计研究院译. 北京:石油化学工业出版社,1987.
- [22] 贺海留,刘欣然. 影响轿车子午线轮胎静态径向刚度的因素[J]. 轮胎工业,2004,2(6):359-362.
- [23] 清华大学工程力学系固体力学教研室振动组. 机械振动(上册)[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- [24] Gardener E R,Worswick T. Behavior of tyres at high speed [J]. Trans I R I,1951,27:127-146.
- [25] 原田忠和. 高速化ヒキネナタイムセ性能ソツセ試験法[J]. 自动车技术,1968,9:878-886.
- [26] 贺海留. 影响轿车子午线轮胎静态纵向刚度的因素[J]. 橡胶工业,2003,50(10):612-616.

收稿日期:2005-07-22

双星轮胎铺就通向世界 汽配市场绿色通道

中图分类号:F27 文献标识码:D

2005年11月11日,青岛双星轮胎工业有限公司同时取得了ISO/TS 16949:2002和ISO 9001:2000质量管理体系认证证书,标志着公司的质量管理水平已经达到了国际标准要求,获得了通向世界汽车配套市场的许可证。

ISO/TS 16949:2002是由国际汽车特别工作组(IATF)和日本汽车制造商协会(JAMA)在ISO/质量管理和质量保证委员会的支持下共同制定的。它规定了对汽车生产件和维修零件组织的质量管理体系要求,为汽车工业提供共同的质

量管理途径。通过贯彻实施该标准,能够在汽车生产供应链中对顾客的特殊要求加以考虑,不仅可以达到持续改进、预防缺陷、减少浪费的目的,还能更好地做到不断提高顾客满意度,同时还可以避免多重认证审核。

2005年7月18~22日,世界权威认证公司——英国BSI审核专家分为4个审核组对公司8个生产厂和9个职能部门进行了严格的现场审核。审核专家通过讨论一致认为,双星轮胎的质量管理体系符合ISO/TS 16949:2002标准要求,并同时满足了ISO 9001:2000标准要求,质量管理体系运行有效,现场审核顺利通过。

(双星集团 王开良供稿)