

行驶面宽度和弧度高对轮胎偏磨损影响的有限元分析

梁 晖¹, 王国林¹, 梁 晨¹, 周海超¹, 李国瑞²

(1. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 风神轮胎股份有限公司, 河南 焦作 454000)

摘要:以12. 00R22. 5全钢载重子午线轮胎为例, 利用Hypermesh和Abaqus有限元分析软件研究行驶面宽度和弧度高对其偏磨损的影响, 采用接地区域摩擦功偏度值评价轮胎的偏磨损。结果表明: 轮胎径向刚度和侧向刚度的有限元分析结果与试验结果具有良好的一致性; 轮胎行驶面宽度和弧度高的变化使胎面不同区域的摩擦功发生变化; 随着行驶面宽度增大, 轮胎的偏磨损减少; 随着行驶面弧度高增大, 偏磨损增加。

关键词:载重子午线轮胎; 行驶面宽度; 行驶面弧度高; 偏磨损; 有限元分析

中图分类号: TQ336. 1; O241. 82

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2019)03-0207-06

DOI: 10. 12136/j. issn. 1000-890X. 2019. 03. 0207

轮胎的耐磨性能直接影响其行驶里程。在轮胎的磨损形式中, 非正常磨损对轮胎的使用寿命影响较大^[1], 其可导致轮胎提前报废, 甚至可能造成轮胎爆胎, 威胁汽车的行驶安全。

轮胎的偏磨损属于非正常磨损, 是由于胎面与地面摩擦能的分布差异而导致胎面宽度方向上的不均匀磨损^[2]。轮胎偏磨损的影响因素较多, 主要涉及轮胎的结构、材料和车辆设计参数等。

胎面是轮胎与路面的接触部位, 其轮廓结构对轮胎偏磨损影响较大。Y. Tanaka等^[3]研究了胎面弧连接方式对轮胎耐磨性能的影响; J. R. Cho等^[4]通过优化轮胎胎面花纹形状, 改善了轮胎的耐磨性能。

应用有限元方法分析轮胎的耐磨性能较普遍。S. Knisley^[5]通过大量试验建立了接触摩擦能与胎面质量损失之间的关系, 发现试验结果与有限元分析结果一致。K. R. Smith等^[6]建立了室内胎面磨损变形与稳态有限元法得到的摩擦功之间的关系。K. A. Grosch^[7]将胎面磨损与接地印迹内摩擦能损失结合起来, 提出了幂函数磨损模型。采用

摩擦能损失评价轮胎的耐磨性能已被广泛使用。

本工作以12. 00R22. 5全钢载重子午线轮胎为例, 利用有限元分析软件Hypermesh和Abaqus研究轮胎行驶面宽度和弧度高对轮胎偏磨损的影响, 以期对轮胎结构优化、减少轮胎偏磨损提供理论依据。

1 轮胎磨损评价指标

1.1 有限元模型建立

在Hypermesh软件中建立带有纵向花纹的12. 00R22. 5全钢载重子午线轮胎二维有限元分析模型。模型中橡胶部分采用CGAX3H和CGAX4H单元模拟, 帘线部分采用SFMGAX1和Rebar单元模拟, 轮辋与路面定义为解析刚体, 所建二维和三维轮胎有限元模型如图1和2所示。三维模型

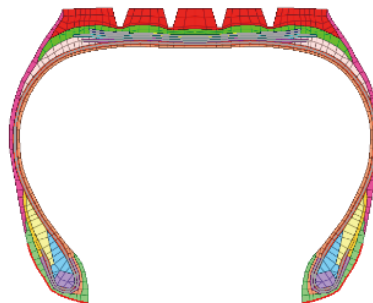


图1 二维轮胎有限元模型

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675240和51605198)

作者简介:梁晖(1993—), 男, 浙江台州人, 江苏大学硕士研究生, 主要从事现代汽车轮胎技术的研究。

E-mail: 526388851@163.com

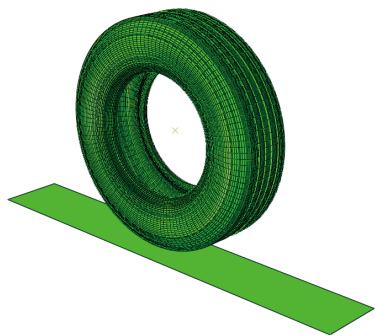


图2 三维轮胎有限元模型

中,单元个数为148 447,节点个数为148 843。采用隐式有限元分析方法,模拟轮胎以 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度直线行驶。分析时给定车轮外倾角为 1° ,前束值为 2 mm ;轮胎充气压力为 930 kPa ,载荷为 $34\,790 \text{ N}$ 。

1.2 有限元模型验证

为验证轮胎有限元分析模型的精度,应用MTM-2轮胎综合强度试验机对轮胎刚度进行测试,轮胎刚度测试试验照片如图3所示。



图3 轮胎刚度测试试验照片

该试验设备配置了精密的力和位移传感器,可准确测量轮胎的刚度特性。

12.00R22.5全钢载重子午线轮胎的径向刚度和侧向刚度测试按照GB/T 23663—2009进行,轮胎额定气压为 930 kPa ,额定负荷为 $3\,550 \text{ kg}$ 。测试前轮胎胎压调至额定气压,在室温(25°C)下静置 24 h 后装配到轮胎综合强度试验机上。调整轮辋中心高度,当测试轮胎胎面恰好与试验机平台接触时,在轮胎与试验机接触平面上施加相应载荷,并记录测试结果。

图4和5分别示出了轮胎径向刚度和侧向刚度的试验结果与有限元分析结果。

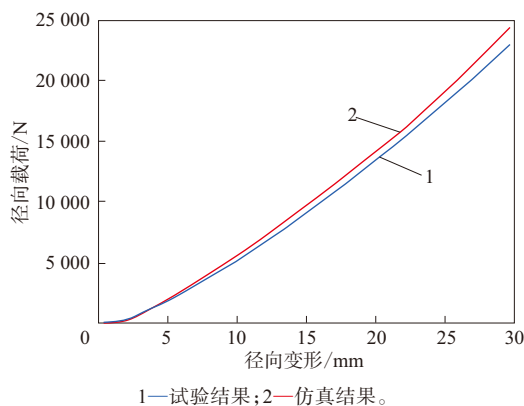


图4 轮胎径向刚度试验结果

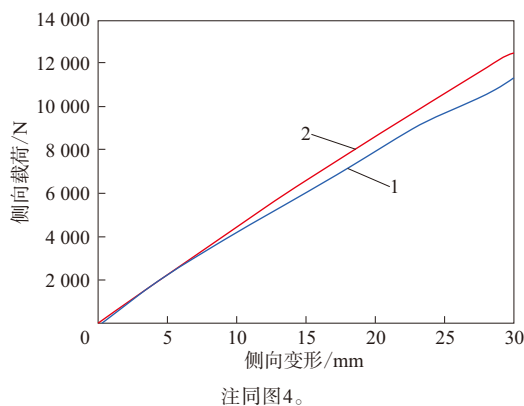


图5 轮胎侧向刚度试验结果

由图4和5可知:轮胎径向刚度的试验结果为 $777.6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$,有限元分析结果为 $818.6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$,误差为 5.27% ;轮胎侧向刚度试验结果为 $403.3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$,有限元分析结果为 $418.5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$,误差为 3.72% 。有限元分析结果与试验结果具有良好的一致性,证明该有限元模型是合理的。

1.3 偏磨损

轮胎磨损是由接触面的摩擦损耗引起的,磨损量与接地区域内摩擦功指数幂成正比^[8]。若只考虑胎面变形与摩擦,接地区域内摩擦功的表达式为

$$W = \int \tau dA \cdot S(dx + dy) + \int \mu P dA(dx + dy) \quad (1)$$

式中, W 为接地区域内摩擦功, τ 为粘着区内接地点的切向应力, A 为轮胎滚动时的接地面积, S 为滑移

率, μ 为轮胎与路面摩擦因数, P 为滑移区内接地点的接地压力。

有限元分析时, 对公式(1)按接地单元进行离散处理, 则接地区域内摩擦功为

$$W = S \sum_{q=0}^t \sum_{i=1}^k \tau_{iq} A_{iq} (\Delta x_{iq} + \Delta y_{iq}) + \mu \sum_{j=0}^f \sum_{l=1}^r P_{lj} A_{lj} (\Delta x_{lj} + \Delta y_{lj}) \quad (2)$$

式中, τ_{iq} 为粘着区接地节点的切向应力, P_{lj} 为滑移区接地节点的法向应力, A_{iq} 和 A_{lj} 为胎面单元节点所控制的接地面积, Δx 和 Δy 分别为胎面单元节点沿 x 和 y 轴滑移的距离, t 为粘着区接触单元数目, k 为粘着区接地节点数目, f 为滑移区接触单元数目, r 为滑移区接地节点数目。

采用接地区域内摩擦功偏度值 (σ) 评价轮胎磨损量分布的均匀程度。 σ 定义为

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (W_i - \bar{W})^2} \quad (3)$$

式中, N 为接地区域内的节点个数, W_i 为接地区域内第 i 个节点的摩擦功, $\bar{W}$ 为接地区域内所有节点摩擦功的平均值。

2 行驶面宽度和弧度高对轮胎偏磨损的影响

行驶面宽度和弧度高是决定轮胎胎面形状的主要参数。行驶面宽度和弧度高与带束层宽度和刚性及轮辋宽度存在一定关系, 一般要求行驶面宽度大于带束层宽度, 同时小于或等于轮辋宽度^[8]。

2.1 行驶面宽度

2.1.1 研究方案

为保证子午线轮胎与地面有较大的接触面积, 轮胎行驶面宽度与断面宽度之比一般为 0.80~0.85^[9-10]。为分析行驶面宽度对轮胎偏磨损的影响, 在 12.00R22.5 全钢载重子午线轮胎现行设计方案的基础上调整行驶面宽度, 形成的研究方案如下。

方案1—5轮胎1/2行驶面宽度分别取110.5, 113.0, 115.5, 118.0和120.5 mm, 其中方案3为现行设计方案。根据上述方案设计轮胎结构, 结果如图6所示。

2.1.2 计算结果分析

根据图6分别建立不同行驶面宽度轮胎的有

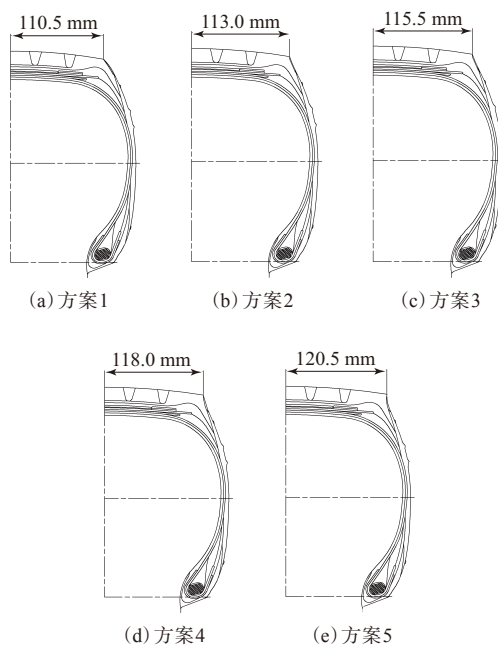


图6 不同行驶面宽度的轮胎结构示意图

限元模型, 采用隐式有限元分析方法, 模拟轮胎以 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度直线运动, 方案1—5轮胎的 σ 计算值分别为 2.715 4, 2.464 4, 2.308 8, 2.283 5 和 2.252 0 J。由此可知, 随着行驶面宽度增大, 轮胎的 σ 减小。

为分析 σ 的变化原因, 将胎面划分为5个区域, 如图7所示。不同行驶面宽度轮胎胎面各区域的摩擦功如表1所示。

由表1可知, 随着行驶面宽度增大, A区域的摩擦功增大, B, C, D和E区域的摩擦功减小。

轮胎在滚动过程中, 受到地面施加的法向力作用, 胎面发生切向相对运动, 进而产生切向摩擦

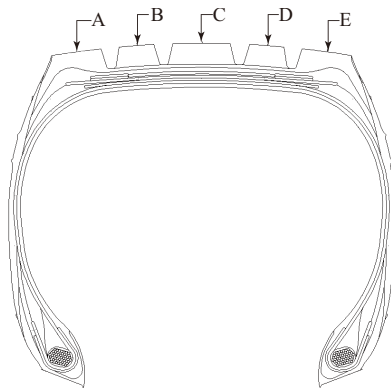


图7 胎面划分区域示意

表1 不同行驶面宽度轮胎胎面各区域的摩擦功 J

方案	区域				
	A	B	C	D	E
1	65.7	174.6	234.0	209.0	155.4
2	66.4	159.1	224.9	188.8	154.2
3	68.9	153.5	221.3	181.7	152.6
4	74.1	149.9	220.7	176.7	151.2
5	75.1	147.6	219.7	173.7	149.0

力,引起轮胎切向变形,产生摩擦功。对此,从轮胎接地特性的角度进一步分析 σ 值的变化。由于轮胎胎面各区域的摩擦功呈规律性变化,现将方案1—5轮胎各区域的物理量进行对比,结果如表2所示。

由表2可知:随着行驶面宽度的增大,B,C和D区域的各物理量呈减小趋势;A和E区域的纵向摩擦剪切应力均值和纵向相对滑移量均值减小;A区域的侧向摩擦剪切应力均值和侧向相对滑移量均值增大,因此A区域的摩擦功增大;此外,由于车轮定位参数的影响,E区域的侧向相对滑移量均值基本不变,侧向摩擦剪切应力均值减小,因此E区域的摩擦功减小。

轮胎胎面各区域的摩擦功分布随着行驶面宽度的增大变得更均匀, σ 减小。

2.2 行驶面弧度高

2.2.1 研究方案

轮胎行驶面弧度高与断面高的比值存在一定关系,全钢载重子午线轮胎的行驶面弧度高与断面高比值一般为0.055~0.065。在12.00R22.5全钢载重子午线轮胎现行设计方案的基础上,调整行驶面弧度高形成的研究方案如下。

方案6—10轮胎行驶面弧度高分别取6.5,8.0,9.5,11.0和12.5 mm,其中方案8为现行设计方案。根据上述方案设计轮胎结构,结果如图8所示。

2.2.2 计算结果分析

根据图8分别建立不同行驶面弧度高轮胎的有限元模型,采用隐式有限元分析方法,模拟轮胎以100 km·h⁻¹的速度直线运动,方案6—10轮胎的 σ 计算值分别为1.939 6,2.125 1,2.308 8,2.404 8和2.571 8 J。由此可知,随着行驶面弧度高增大,轮胎的 σ 增大。

表2 不同行驶面宽度轮胎胎面各区域的物理量

项 目	区域				
	A	B	C	D	E
纵向摩擦剪切应力均值/Pa					
方案1	16 822.40	15 585.68	25 700.97	20 828.80	26 884.20
方案2	15 689.06	15 419.03	25 091.80	20 202.59	24 531.57
方案3	14 087.03	15 339.62	24 998.12	20 164.31	20 336.34
方案4	14 186.31	15 326.21	24 645.80	19 783.23	19 913.09
方案5	13 265.39	15 136.96	24 387.66	19 505.85	18 792.85
纵向相对滑移量均值/m					
方案1	0.322 075	0.162 875	0.253 807	0.200 805	0.330 599
方案2	0.301 176	0.162 858	0.250 041	0.200 677	0.325 614
方案3	0.301 521	0.162 614	0.249 380	0.200 375	0.325 375
方案4	0.291 004	0.160 981	0.247 188	0.200 190	0.324 219
方案5	0.282 568	0.159 455	0.245 504	0.199 540	0.324 108
侧向摩擦剪切应力均值/Pa					
方案1	5 774.538	26 089.260	20 113.220	33 434.180	12 001.710
方案2	5 888.140	25 362.830	20 067.600	31 087.890	9 271.983
方案3	5 984.836	25 231.630	20 080.540	30 671.360	8 393.238
方案4	6 950.614	24 524.850	20 049.210	29 464.180	8 214.246
方案5	7 064.772	23 908.930	20 032.980	28 638.510	7 657.226
侧向相对滑移量均值/m					
方案1	0.141 626	0.360 372	0.292 724	0.378 004	0.190 054
方案2	0.156 340	0.334 341	0.291 052	0.367 361	0.195 163
方案3	0.162 181	0.330 937	0.288 760	0.364 621	0.201 372
方案4	0.170 041	0.330 600	0.284 021	0.359 207	0.216 094
方案5	0.191 414	0.328 340	0.287 984	0.355 517	0.236 403

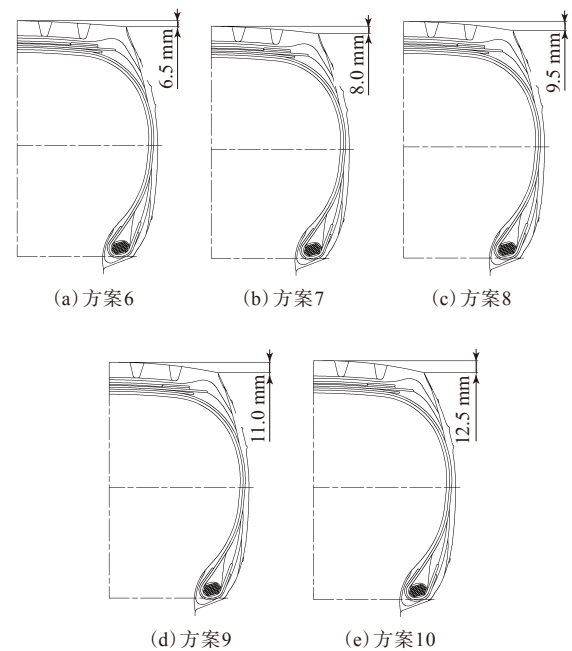


图8 不同行驶面弧度高的轮胎结构示意图
不同行驶面弧度高轮胎胎面各区域的摩擦功
如表3所示。

表3 不同行驶面弧度高轮胎胎面各区域的摩擦功 J					
方案	区域				
	A	B	C	D	E
6	102.9	104.2	199.1	129.1	156.9
7	79.7	130.0	216.0	156.1	153.9
8	68.9	153.5	221.3	181.7	152.6
9	64.1	165.4	224.5	197.5	151.4
10	57.0	184.6	230.0	220.1	150.9

由表3可知,随着行驶面弧度高增大,A和E区域的摩擦功减小,B,C和D区域的摩擦功增大。由于轮胎胎面各区域的摩擦功呈规律性变化,现将方案6—10轮胎各区域的物理量进行对比,结果如表4所示。

由表4可知:随着行驶面弧度高增大,B,C和D区域的各物理量增大;A和E区域的纵向摩擦剪切应力均值减小、侧向摩擦剪切应力均值和侧向相对滑移量均值减小,纵向相对滑移量均值增大。此外,由于车轮定位参数的影响,A区域的摩擦功较E区域减幅更大。

轮胎胎面摩擦功随着行驶面弧度高的增大更

表4 不同行驶面弧度高轮胎胎面各区域的物理量					
项 目	区域				
	A	B	C	D	E
纵向摩擦剪切应力均值/Pa					
方案6	16 410.99	14 663.60	23 120.62	18 879.81	22 279.85
方案7	15 844.47	14 905.02	24 002.10	19 643.10	22 123.92
方案8	14 789.29	15 585.68	24 998.12	20 164.31	21 913.09
方案9	14 087.03	15 809.39	26 010.61	21 182.42	21 770.32
方案10	13 858.23	15 954.26	26 823.46	21 658.14	21 504.52
纵向相对滑移量均值/m					
方案6	0.257 325	0.157 340	0.234 613	0.197 728	0.293 168
方案7	0.272 845	0.161 042	0.240 825	0.199 680	0.309 963
方案8	0.301 521	0.162 105	0.249 380	0.200 805	0.325 614
方案9	0.336 758	0.162 858	0.251 838	0.202 222	0.354 057
方案10	0.367 753	0.163 114	0.256 741	0.202 305	0.385 104
侧向摩擦剪切应力均值/Pa					
方案6	14 243.710	18 873.930	18 905.030	23 191.540	11 950.970
方案7	9 258.292	21 499.240	19 580.630	26 861.760	9 381.860
方案8	5 888.140	25 362.830	20 080.540	30 671.360	7 657.226
方案9	5 628.312	25 612.580	20 280.700	32 029.270	7 583.629
方案10	5 504.426	27 981.340	20 331.390	35 012.790	7 405.795
侧向相对滑移量均值/m					
方案6	0.232 336	0.271 810	0.270 698	0.287 161	0.216 598
方案7	0.183 483	0.314 878	0.275 973	0.327 275	0.212 108
方案8	0.173 462	0.334 341	0.288 760	0.364 621	0.205 238
方案9	0.165 911	0.352 568	0.291 959	0.366 490	0.201 372
方案10	0.156 340	0.366 324	0.292 018	0.389 750	0.195 598

集中于胎冠, σ 值增大。

3 结论

轮胎行驶面宽度和弧度高的变化使胎面不同区域的摩擦功发生变化。随着行驶面宽度增大, 轮胎的偏磨损减少; 随着行驶面弧度高增大, 偏磨损增加。综合考虑轮胎行驶面宽度和弧度高对轮胎偏磨损的影响, 可以完善轮胎设计理念, 有效减少轮胎的偏磨损。

参考文献:

- [1] 崔胜民, 余群. 汽车轮胎行驶性能与测试[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- [2] 黄海波, 靳晓雄, 丁玉兰. 轮胎偏磨损机理及数值解析方法研究[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2006, 34(2): 234-238.
- [3] Tanaka Y, Ohishi K. Unified Approach to Optimization of Tread Pattern Shape and Cross-sectional Contour of Tires[J]. Tire Science & Technology, 2010, 38(4): 276-285.
- [4] Cho J R, Choi J H, Kim Y S. Abrasive Wear Amount Estimate for 3D Patterned Tire Utilizing Frictional Dynamic Rolling Analysis[J]. Tribology International, 2011, 44(7): 850-858.
- [5] Knisley S. A Correlation between Rolling Tire Contact Friction Energy and Indoor Tread Wear[J]. Tire Science & Technology, 2002, 30(2): 83-99.
- [6] Smith K R, Kennedy R H, Knisley S B. Prediction of Tire Profile Wear by Steady-state FEM[J]. Tire Science & Technology, 2008, 36(4): 290-303.
- [7] Grosch K A. The Rolling Resistance, Wear and Traction Properties of Tread Compounds[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1996, 69(3): 495-568.
- [8] 王国林, 郑州, 张松, 等. 跨座式单轨列车走行轮胎磨损控制方法研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 78-85.
- [9] 杨建, 王国林, 董自龙, 等. 行驶面宽和行驶面高对子午线轮胎滚动阻力的影响[J]. 机械设计, 2016, 33(6): 41-46.
- [10] 王庆年, 赵子亮, 李幼德, 等. 汽车轮胎断面几何轮廓的计算机实现[J]. 吉林大学学报(工学版), 2000, 30(2): 1-5.

收稿日期: 2018-09-16

Finite Element Analysis of Effect of Running Surface Width and Arc Height on Tire Uneven Wear

LIANG Hui¹, WANG Guolin¹, LIANG Chen¹, ZHOU Haichao¹, LI Guorui²

(1. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Aeolus Tyre Co., Ltd, Jiaozuo 454000, China)

Abstract: Taking the 12. 00R22. 5 truck and bus radial tire as an example, the effect of running surface width and arc height on the uneven wear of the tire was investigated by finite element analysis software Hypermesh and Abaqus, and the uneven wear of the tire was evaluated by the skewness value of friction work in the grounding area. The results showed that, the finite element analysis results of radial stiffness and lateral stiffness of tire had good consistency with the test results. The change of running surface width and arc height changed the frictional work in different areas of tread. With the increase of running surface width, the uneven wear of tire decreased, and with the increase of running surface arc height, the uneven wear of tire increased.

Key words: truck and bus radial tire; running surface width; running surface arc height; uneven wear; finite element analysis

欢迎订阅《橡胶工业》《轮胎工业》《橡胶科技》杂志
欢迎刊登广告