

载重子午线轮胎带束层端部翘曲分析

王友善¹, 尹海山², 胡尧生²

(1. 哈尔滨工业大学 复合材料与结构研究所, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 杭州朝阳橡胶有限公司, 浙江 杭州 310018)

摘要:采用哈尔滨工业大学开发的三维轮胎有限元分析软件 TYSYS 2.0 对实际生产轮胎和设计轮胎的结构差异进行分析。结果表明, 由于工艺原因造成的载重子午线轮胎带束层端部翘曲可使胎肩和胎圈部位剪切应力分量和应变能大幅度增大, 从而导致胎肩脱层和胎圈裂口, 严重影响轮胎的性能和使用寿命。

关键词:载重子午线轮胎; 带束层; 有限元分析

中图分类号:U463.341⁺.3/.6; O241.82 **文献标识码:**B **文章编号:**1006-8171(2006)12-0741-06

轮胎在使用中经常会出现肩空和胎圈裂口等问题, 这一方面与轮胎的使用条件有关, 另一方面与轮胎的设计和制造工艺有关。在轮胎结构和配方比较稳定时, 如果大量轮胎出现质量问题, 首先应该考虑轮胎制造工艺是否按设计标准严格执行。轮胎制造工艺问题对成品轮胎产生的影响可以通过有限元分析手段进行预测。近年来, 随着轮胎有限元分析技术的不断成熟, 其应用也越来越广泛。如何有效利用轮胎有限元分析结果来解决轮胎生产和使用中出现的已成为轮胎工程技术人员关注的问题。

适于进行轮胎有限元分析的通用软件很多, 软件中采用的模型和用户界面都比较好。而对于轮胎工程技术人员而言, 通用软件对专业知识要求较高, 不容易充分掌握和灵活应用, 这是通用软件没有在轮胎生产企业大范围推广的重要原因。TYSYS 软件是哈尔滨工业大学针对轮胎工程技术人员而自行开发的三维轮胎有限元分析软件, 使用的模型合理, 计算精度较高, 收敛速度快, 计算结果稳定可靠。此外, 该软件使用方便, 数据处理快捷、直观, 对使用者需要具备的专业知识要求不高。

本工作采用 TYSYS 2.0 软件对轮胎制造中存在的带束层端部翘曲缺陷进行分析。

作者简介:王友善(1970-), 男, 黑龙江宁安县人, 哈尔滨工业大学复合材料与结构研究所副教授, 博士, 主要从事轮胎力学及柔性材料本构方面的研究。

1 轮胎结构有限元分析

首先对轮胎结构有限元分析软件所涉及的一些理论和技术做简要介绍。

1.1 单元模型

采用两种单元模型: 八节点六面体等插单元和六节点五面体等参单元。

1.2 材料模型

橡胶材料不可压缩性用 Lagrange 乘子法解决^[1,2], 而其物理非线性用 Mooney-Rivlin 模型模拟, 应变能密度函数描述为

$$W(I_1, I_2) = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3)$$

式中, I_1 和 I_2 分别为应变第一和第二不变量, C_{10} 和 C_{01} 为由试验确定的材料常数。

对于橡胶基复合材料, 用正交各向异性材料模型模拟, 其由橡胶材料和增强纤维材料的模量及体积分数决定的等效弹性模量用 Halpin-Tsai 方程确定^[3]。

1.3 几何模型

对于轮胎的大变形, 采用 Lagrange 法进行描述, 应变张量和应力张量分别取 Green-Lagrange 应变张量 $\mathbf{E}$ 和第 2 类 Piola-Kirchhoff 应力张量 $\mathbf{S}$, 可分别表示为^[2]

$$\mathbf{E}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial x_k}{\partial x_i} \frac{\partial x_k}{\partial x_j} - \delta_{ij} \right)$$

$$\mathbf{S}_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial x_l} \boldsymbol{\Sigma}_{jl}$$

式中, δ_{ij} 为 Kronecker 符号, 符合爱因斯坦求和约定, $\boldsymbol{\Sigma}$ 为第 1 类 Piola-Kirchhoff 应力张量。

Green-Lagrange 应变张量 $\mathbf{E}$ 又可以用位移 $\mathbf{u}$ 表示为

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right)$$

1.4 平衡方程

假设 $\mathbf{q}_0$ 为定义在初始构形上的体积力, 则用第 1 类 Piola-Kirchhoff 应力张量 $\mathbf{\Sigma}$ 表示的平衡方程为

$$\text{Div} \mathbf{\Sigma} + \mathbf{q}_0 = 0$$

1.5 本构方程

对于弹性介质, 用第 2 类 Piola-Kirchhoff 应力张量 $\mathbf{S}$ 和 Green-Lagrange 应变张量 $\mathbf{E}$ 表示的本构方程为

$$\mathbf{S}_{ij} = \mathbf{D}_{ijkl} \mathbf{E}_{kl}$$

如果四阶张量 $\mathbf{D}_{ijkl}$ 是应变张量 $\mathbf{E}$ 的函数, 则为非线性弹性; 如果 $\mathbf{D}_{ijkl}$ 是常数张量, 则为线性弹性。

1.6 接触问题

(1) 轮胎与地面的接触

如何处理接触区域是轮胎结构分析的难点。接触问题的突出特点是接触边界条件无法事先确定。轮胎与地面之间的作用是大变形接触问题。线性接触问题的解是在做了接触区域的形状假定和接触力分布模式假定后得到的, 这就是著名的 Hertz 假定。而对于非线性的大变形接触, 不可能预先了解接触区的形状与接触力的分布形式, 可采用文献[2]提出的可变约束和约束增量的概念解决, 其基本思想是在每一步计算执行前给出单边位移约束的约束改变量并将其代入增量平衡方程中进行计算, 随时根据约束反力和自由节点位移来变更约束边界。正如自由节点位移增量可以迭加一样, 约束增量也可迭加。最后的约束边界与整体位移场一并得到。该方法的优点是计算精度高, 收敛速度快。

(2) 轮胎与轮辋的接触

研究文献中很少有提及轮辋约束的, 即使有也只是使用简单的固定约束处理手法^[3]。而在实际使用过程中, 轮胎与轮辋之间存在过盈配合关系, 将轮胎装到轮辋上时, 胎圈部位将产生一个“内收”的位移和对轮辋的“紧箍”作用。由于钢丝圈与周围材料的模量差异巨大, 在胎圈部位将不

可避免地产生一个应力集中区, 对轮胎结构产生影响。另外, 由于胎圈外缘形状与轮辋基座并非自然密合的, 因此将轮胎装到轮辋上时, 首先在胎圈与轮辋之间就存在大变形接触。同时由于轮辋表面具有双曲率结构, 这一接触问题比轮胎与地面之间的接触更加复杂和难以处理。本工作采用可变约束法来解决: 将位于接触面上每一点的约束反力分为切向和法向两个分量, 若两者之比小于某一预先设定值, 则该点驻定不动, 否则该点是滑移点, 滑移量为约束增量, 与约束反力的切向分量方向相反且成正比。滑移后的点还应位于约束面内。不断地迭代计算并调整滑移点的位置使切向力更小, 当所有的约束点都驻定下来或在小范围内游动时, 便近似得到了无摩擦时的轮辋接触边界。

2 带束层端部翘曲的力学分析

某公司生产的 11.00R22.5 载重子午线轮胎在实际使用中存在大量肩空和胎圈裂口问题。通过对实际生产的轮胎断面(见图 1)进行观察分析发现, 其带束层端部形状与设计时不一致, 出现了带束层端部翘曲现象, 这可能是轮胎出现肩空(见图 2)和胎圈裂口问题(见图 3)的主要原因。

2.1 有限元分析

(1) 网格划分

根据实际生产轮胎和设计轮胎的断面图进行有限元网格划分(见图 4), 为了便于观察, 仅放大

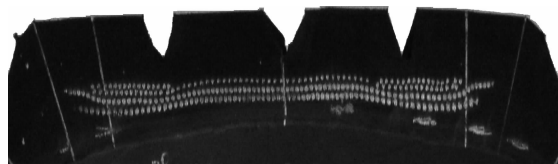


图 1 实际生产轮胎的带束层断面

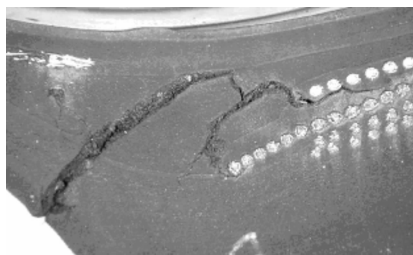
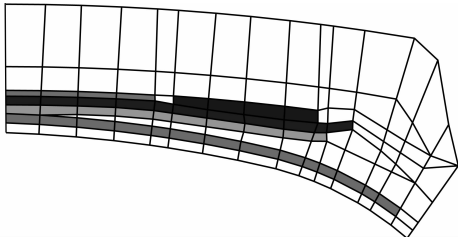


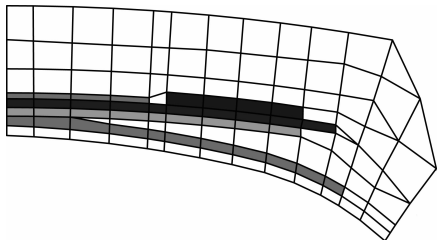
图 2 轮胎肩空形貌



图 3 轮胎胎圈裂口形貌



(a)生产轮胎



(b)设计轮胎

图 4 轮胎胎冠部位网格划分

胎冠部位网格部分。实际生产轮胎的二维断面划分 301 个单元 330 个节点;设计轮廓断面划分 280 个单元 305 个节点。三维轮胎共有 9 030 个单元 9 900 个节点。

(2)载荷与位移关系的确定

由于TYSYS 2.0有限元分析软件采用位移法(通用软件也是如此),在具体计算分析时需输入与载荷对应的轮胎位移,因此进行一定负荷下轮胎的受力分析,必须先分析轮胎载荷与位移的对应关系。计算得出的轮胎位移和对应的载荷如表 1 所示,线性拟合关系如图 5 所示。

(3)计算

计算机处理器主频为 2.8 GHz、内存为 1 GB。本工作计算在静态、标准负荷条件下轮胎的应力场、应变场、位移场及轮胎各单元的应变能。

表 1 轮胎位移及对应的载荷

位移/mm	载荷/kg	位移/mm	载荷/kg
15	1 737.077	35	4 549.481
25	3 050.701	50	6 763.600
30	3 732.940		

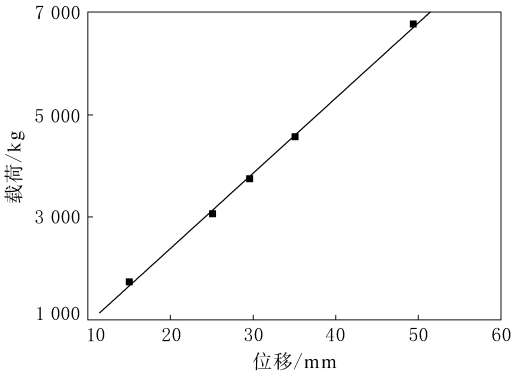


图 5 轮胎载荷与位移的关系

线性拟合关系为 $Y = -555.5 + 146.88X$ 。

两种不同网格的计算迭代步数均为 7 步,运行时间约为 120 min,但确定载荷与位移之间关系所耗费的计算时间较长,约为 30 h 左右。两种情况的分析计算及前后处理工作总计 10 天。

2.2 结果与分析

本算例分析了实际生产和设计两种轮胎轮廓的胎肩和胎圈部位的剪切应力分量(T_{23} , T_{31} 和 T_{12} ,其中 1 方向指轮胎轴向;2 方向指轮胎径向;3 方向指轮胎周向)、应变能及轮胎的接地压力分布。剪切应力分量 T_{23} , T_{31} 和 T_{12} 的大小及方向与轮胎部件产生脱层破坏有很大关系,而应变能则是另一个重要因素,它与轮胎温度直接相关。

(1)胎肩

胎肩部位重点考察的单元如图 6 和 7 所示。这些单元的材料性能变化较大,存在材料及几何

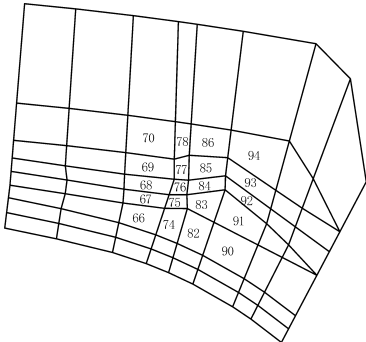


图 6 生产轮胎胎肩部位特征单元网格

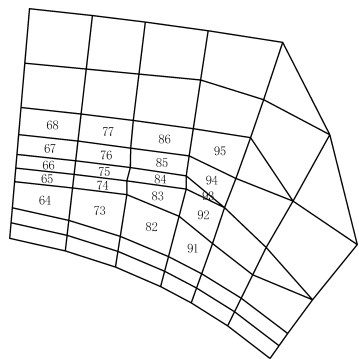


图7 设计轮胎胎肩部位特征单元网格

上的非线性问题,这些部位通常是轮胎的最初破坏点。

实际生产轮胎和设计轮胎胎肩单元剪切应力分量比较如图8所示,应变能比较如图9所示。

从图8和9可以看出,实际生产轮胎胎肩部位剪切应力分量 T_{23} 、 T_{12} 和应变能的最大值均大于设计轮胎,应变能差别更为明显。两种轮胎 T_{31} 的差别不太明显,这说明在垂直于外法线方向的平面内、指向1方向的剪切应力无明显差别。

由此可见,实际生产的轮胎在带束层端部存在翘曲现象会大大提高轮胎胎肩部位的应力分量和应变能,这对轮胎极为不利,应该避免。根据橡胶及其复合材料疲劳的规律,应力及应变幅值每增大1个百分点,材料的性能则按几何级数下降,从而使产品寿命大幅缩短。应变能增大会使轮胎使用过程温度迅速升高,导致轮胎使用性能下降,这种轮胎会很快破坏。

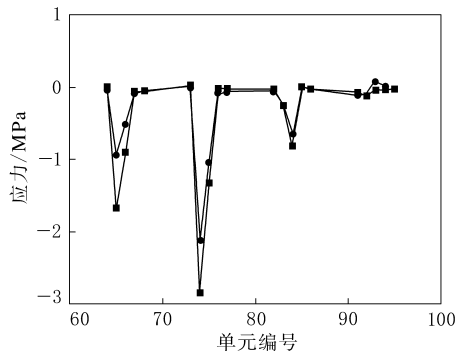
(2) 胎圈

胎圈部位重点考察的单元如图10和11所示,这些单元的材料性能变化较大,存在材料及几何上的非线性问题,也是轮胎的最初破坏点。

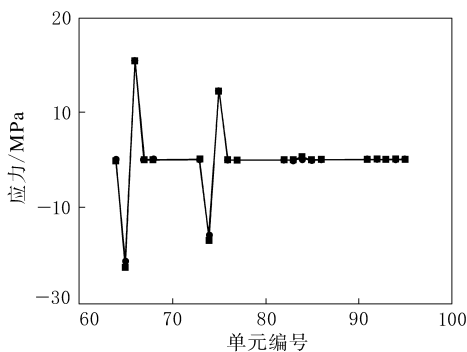
实际生产轮胎在胎圈部位取153~200单元,设计轮胎取150~188单元,虽然单元数目不一致,但所取的部位是一致的,不影响剪切应力分量和应变能的对比,对比结果如图12和13所示。

从图12和13可以看出,实际生产轮胎胎圈部位的剪切应力分量 T_{23} 、 T_{31} 、 T_{12} 和应变能的最大值均大于设计轮胎,应变能最大值的差别更为明显。

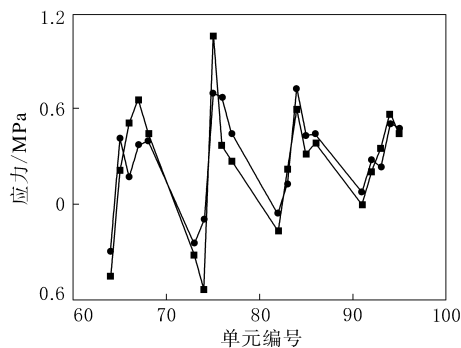
由此可见,轮胎带束层端部存在的翘曲现象对轮胎性能的影响绝对不仅仅体现在带束层或



(a) T_{23}



(b) T_{31}



(c) T_{12}

图8 轮胎胎肩部位特征单元剪切应力

■—实际生产轮胎; ●—设计轮胎。

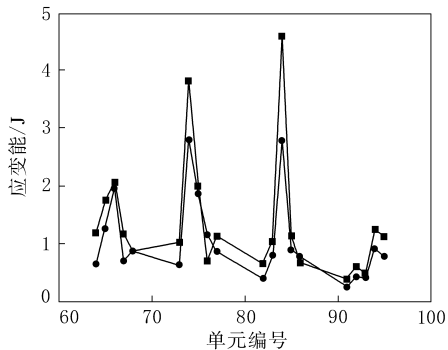


图9 轮胎胎肩部位特征单元应变能

注同图8。

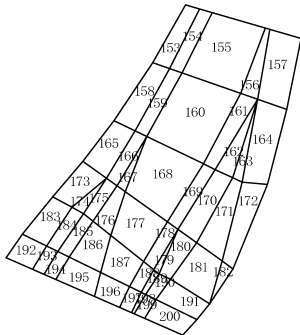


图 10 生产轮胎胎圈部位特征单元网格

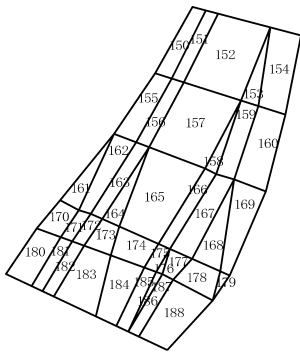


图 11 设计轮胎胎圈部位特征单元网格

胎肩部位,它对胎圈部位的影响同样很大,而且是不可避免的,在轮胎的设计和分析中应注意综合考虑,不要顾此失彼。

(3) 接地参数

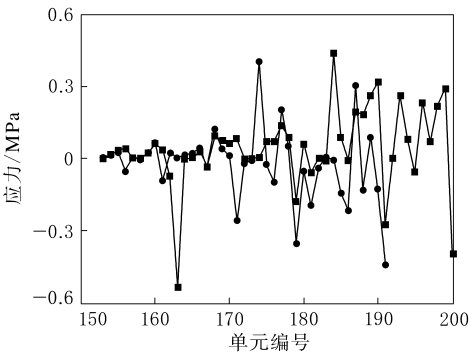
实际生产轮胎和设计轮胎的接地参数如表 2 所示。

从表 2 可以看出,实际生产轮胎和设计轮胎的接地参数相差不大。这表明轮胎生产出来后,通过常规检测手段无法测试出带束层变化对轮胎造成的影响。

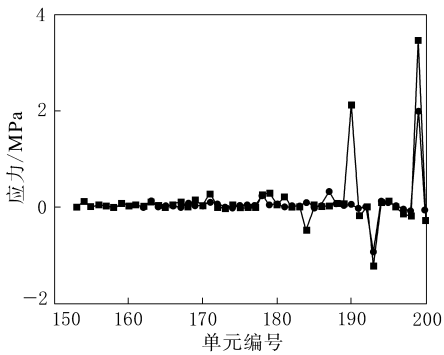
3 结语

通过三维轮胎有限元分析软件 TYSYS 2.0 对实际生产轮胎和设计轮胎进行计算和对比分析发现,由于工艺原因造成载重子午线轮胎带束层端部翘曲会导致轮胎在使用过程中出现质量问题,使轮胎性能降低、寿命缩短。

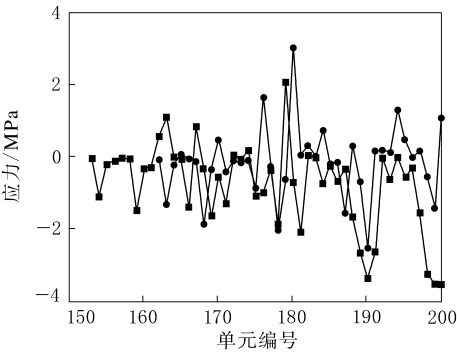
由于工艺原因造成实际生产轮胎与设计轮胎在结构上的微小差别对轮胎的影响难以通过常规检测手段检测出来,因此应改进生产工艺并严格控制,以保证实际生产轮胎的结构与原设计结构一致。



(a) T_{23}



(b) T_{31}



(c) T_{12}

图 12 轮胎胎圈部位特征单元剪切应力
注同图 8。

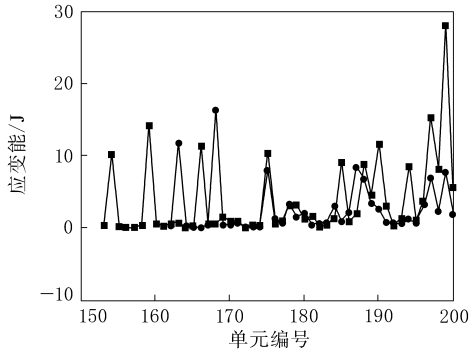


图 13 轮胎胎圈部位特征单元应变能
注同图 8。

表 2 轮胎的接地参数

项 目	生产轮胎	设计轮胎
设计外直径/mm	1 083	1 083
设计断面宽/mm	288. 18	288. 20
充气压力/kPa	910	910
负荷/kg	3 501. 00	3 488. 72
负荷下断面宽/mm	312. 18	311. 71
位移/mm	28	28
印痕短轴/mm	208. 34	207. 42
印痕长轴/mm	251. 35	251. 16
印痕面积/cm ²	523. 66	520. 96
单位面积平均压力/kPa	655. 19	656. 28

参考文献：

[1] Sarkar K,Kwom Y D,Prevosek D C. A new approach for the thermo-mechanical analysis of tires by the finite element method [J]. Tire Science and Technology,1987,15(4):261-275.

[2] Wu B G,Du X W. Finite element formulation of radial tires with variable constraint conditions[J]. Computers and Structures,1995,55(5):871-875.

[3] Chang J P,Satyamurthy K,Tseng N T. An effect approach for the three dimensional finite element analysis of tires[J]. Tire Science and Technology,1988,16(4):249-273.

第 14 届中国轮胎技术研讨会论文(二等奖)

阳谷华泰废水处理工程投入运营

中图分类号:X783. 3 文献标识码:D

山东阳谷华泰化工有限公司(以下简称阳谷华泰)是国内橡胶助剂行业骨干企业,近几年来发展迅猛,已成为我国主要橡胶助剂生产基地之一。其主导产品防焦剂 CTP 产销量已居世界第一,国内市场占有率达 70%以上。2006 年阳谷华泰防焦剂 CTP 产量可达 5 000 t,2008 年将增至 7 000 t。阳谷华泰 2004 年才开始生产促进剂 NS,年产量只有 1 200 t,2006 年已扩大到 6 000 t,产销量跃居全国第一,2008 年可增至 1 万 t。

阳谷华泰坚持依靠科学技术求发展,自主创新能力不断增强,产品质量稳步提高,生产规模迅速扩大,产值和利税持续增长,呈现出良好的发展态势。

在获得良好经济效益的同时,阳谷华泰时刻牢记自己应尽的社会责任和义务。自 2000 年转制成立阳谷华泰化工有限公司以来,不断加大环保治污的资金投入,累计投入资金 640 万元,在各车间投产、扩产时同步上马废水治理设施。目前公司已通过了 ISO 14001 环境管理体系认证、GB/T 28001 职工健康安全管理体系认证及清洁生产审核认证。

阳谷华泰在历年治污中主要采取传统的中和、吸收、萃取、蒸发、絮凝等废水治理工艺。尽管这套工艺能够基本实现达标排放和循环利用,但随着生产规模的不断扩大和环保要求的进一步提高,原有治污工艺及设施已不能完全满足需要。为了响应国家提出的构建节约型、环保型社会宏伟目标的号召,发展循环经济,推行清洁生产,阳

谷华泰投入 1 070 万元巨资,在原有废水处理工艺的基础上,在行业内率先上马一套具有国内先进技术水平的废水处理项目。该项目在聊城市环保局、阳谷县环保局及市、县各级领导的大力支持和指导下,经过 3 个月的紧张施工,目前已全部安装完毕,进入运营调试阶段。

该项目采用国内先进的江苏苏秦公司技术,技术核心是利用细菌在高压生化塔中对废水中的有毒有害物质进行无害化处理。该项目日处理废水能力为 1 000 t,大大超过目前该厂产生的 150 t 废水量,为将来扩大生产规模预留了很大空间。出水指标达到《污水综合排放标准》(GB 8978—1996)中的二级标准,既可循环再用于生产,也可用于养鱼、浇地。

通过该污水处理项目的运行,可将原来分散处理的废水进行集中处理,这样既方便操作管理,减少了操作人员,降低了运行成本,同时还提高了处理能力和出水质量,满足了扩大生产规模的需要,而且便于接受政府环保部门的监督管理。

该项目的建成不但解决了可能会因污染问题阻碍阳谷华泰持续发展的隐患,同时对聊城市、阳谷县的环保工作将起到积极的推动作用,而且还为我国助剂行业在建设环保型企业方面树立了一个典范。

随着我国橡胶和轮胎工业的飞速发展,对新型高效、环保橡胶助剂的需求将越来越大。以阳谷华泰为代表的一批优秀的中国民营橡胶助剂生产企业的迅速崛起,必将对我国乃至世界橡胶工业的发展起到巨大的促进作用。

(本刊编辑部 涂学忠供稿)