

矩形橡胶密封圈的有限元分析及优化

韩传军, 张 杰

(西南石油大学 机电工程学院, 四川 成都 610500)

摘要:采用有限元分析软件 Abaqus 分析矩形橡胶密封圈初始压缩率、介质压力、橡胶材料硬度、摩擦因数以及轴筒运动速度对密封圈的变形、接触应力和等效应力的影响,并对密封圈的结构进行优化设计。通过分析发现:初始压缩率越大,密封圈的密封效果越好;材料特性和摩擦因数是影响密封性能的重要因素;矩形密封圈不宜用于动密封中;对矩形密封圈与槽壁接触一侧倒角后,可以有效提高密封性能。

关键词:橡胶;矩形密封圈;应力;密封;有限元分析

中图分类号:TQ336.4⁺2;O241.82 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-890X(2013)02-0098-06

矩形橡胶密封圈由于结构简单等特点在一些领域中取代 O 形密封圈得到广泛应用^[1]。它是应用最早且最广泛的光杆密封材料,约占井口密封圈总用量的 98% 以上,在采油生产中发挥了举足轻重的作用^[2]。近年来对密封圈的研究主要集中在 O 形密封圈方面,而对矩形密封圈的密封性能研究较少。侯友夫^[3]应用润滑方程、弹性平衡方程和缝隙流理论分析了往复矩形密封圈的密封性能;谭晶等^[4]利用 ANSYS 软件分析了初始压缩率和液体压力对矩形圈变形和密封面处接触压力的影响,并与 O 形圈进行了对比;马少杰等^[5]研究了液压盘式制动器活塞的密封机理,得到一些计算公式;周到等^[6]利用 ANSYS 软件分析摩擦因数和橡胶弹性模量对矩形密封圈的影响。本研究分析在静密封中初始压缩率、介质工作压力、橡胶材料硬度、摩擦因数和动密封中轴筒运动速度对密封圈的变形、接触应力和等效应力的影响,并对矩形密封圈的结构进行优化,以期对橡胶密封圈的优化与密封结构设计提供理论基础。

1 有限元模型建立

1.1 密封圈材料

本研究选取 DK 系列矩形密封圈,内径为 45

mm,截面宽度为 5.16 mm,如图 1 所示。材料采用丁腈橡胶(NBR)。橡胶密封结构具有高度非线性,即几何非线性、材料非线性和接触非线性。本研究作如下几点假设^[7]:①材料具有确定的弹性模量和泊松比;②材料的拉伸与压缩蠕变性质相同;③密封圈受到的纵向压缩视为由约束边界的指定位移引起的;④蠕变不引起体积变化。

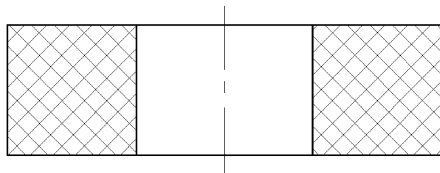


图 1 矩形密封圈断面

本研究选用 Mooney-Revin 模型描述橡胶超弹性材料在大变形下的力学特性。其函数表达式为^[8]:

$$W = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中, W 为应变能密度; C_1 和 C_2 为 Mooney-Rivlin 模型材料系数; I_1 和 I_2 为第一、第二应变张量不变量。

应力(σ)与应变(ϵ)的关系为

$$\sigma = \partial W / \partial \epsilon \quad (2)$$

1.2 有限元前处理

在有限元分析软件 Abaqus 中建立矩形密封圈、轴筒和凹槽的二维轴对称有限元模型。轴筒和凹槽的材料为钢,弹性模量为 2.1×10^5 MPa,泊松比为 0.3,密度为 $7.8 \text{ Mg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。橡胶的密

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51004083);中国博士后科学基金资助项目(20100481384)

作者简介:韩传军(1979—),男,河南虞城人,西南石油大学副教授,博士,主要从事石油矿场机械现代设计及仿真方面的教学和研究工作。

度为 $1.2 \text{ Mg} \cdot \text{m}^{-3}$, C_1 和 C_2 分别取 1.87 和 $0.47 \text{ MPa}^{[9]}$ 。

在静密封中,约束轴筒和凹槽的轴向位移,建立两个分析步:第一,对轴筒施加位移载荷模拟压缩量;第二,在未与槽壁接触的表面施加流体工作压力载荷。

在动密封中,在前面两个分析步后建立轴筒的轴向运动速度载荷,从而模拟往复运动过程。

建立密封圈表面与凹槽、密封面与轴筒两个接触对,它们之间的摩擦因数取 0.2。接触问题属于带约束条件的泛函极值问题,采用罚函数法,摩擦模型为库仑摩擦模型。

对模型进行网格划分,节点总数为 1 223,单元总数为 1 082,单元类型为四边形 CAX4R,有限元模型如图 2 所示。

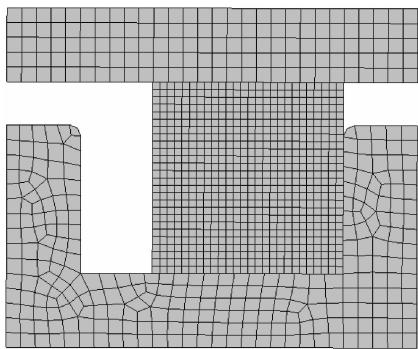


图 2 矩形密封圈有限元模型

2 各参数对矩形密封圈的影响

Mises 应力反映了截面上各主应力差值的大小,一般来说,Mises 应力越大,越会加速橡胶材料的松弛,造成刚度下降,容易出现裂纹^[9]。而接触压力的大小反映了矩形圈的密封能力,矩形圈保证密封的必要条件是最大接触压力大于或等于介质工作压力。因此本研究主要利用 Abaqus 有限元软件分析在不同初始压缩率、液体压力、材料硬度、摩擦因数和不同运动速度下,矩形橡胶密封圈的变形情况及 Mises 应力分布和最大接触压力。

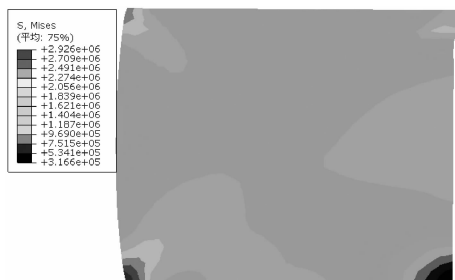
2.1 初始压缩率

通过对轴筒施加位移载荷来模拟不同的初始压缩率,完成矩形密封圈的过盈安装过程。要实现密封,矩形密封圈的压缩率应达 $8\% \sim 14\%^{[4]}$,

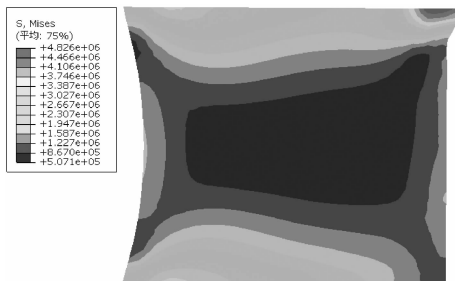
对于本模型,压缩量为 $0.412 8 \sim 0.722 4 \text{ mm}$ 。

没有介质工作压力时密封圈 Mises 应力分布如图 3(a)所示,在 10 MPa 工作压力下密封圈的 Mises 应力和接触应力分布分别如图 3(b)和 3(c)所示。在无工作压力和 10 MPa 压力作用下的矩形密封圈接触面的最大接触应力与压缩率的关系如图 4 所示。

从图 3 和 4 可以看出,在无工作压力下,密封圈的最大 Mises 应力集中在工作边的上下两个拐角处,随着初始压缩率的增大,最大接触应力也不断增大,压缩率大于 11% 后的接触应力增长率增大;当有介质压力作用时,最大 Mises 应力集中在



(a) 无介质压力时 Mises 应力分布

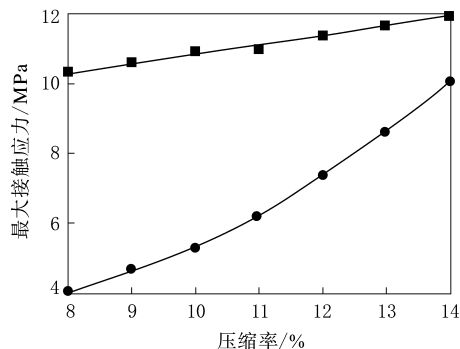


(b) 介质压力 10 MPa 时 Mises 应力分布



(c) 介质压力 10 MPa 时接触应力分布

图 3 矩形密封圈的应力分布



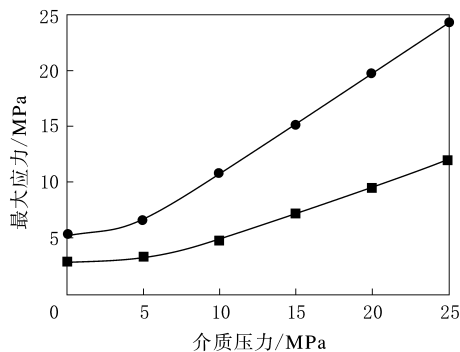
●—无介质压力；■—一介质压力 10 MPa。

图4 不同压缩率下的最大接触应力

上接触面靠近轴筒与凹槽的间隙处,说明此处的密封橡胶体最容易被剪断,发生断裂失效,最大接触应力随压缩率增大而小幅增大。接触压力均大于介质压力(10 MPa),说明矩形密封圈有很好的密封性能,初始压缩率越大,其密封性能越好。

2.2 介质压力

初始压缩率为10%时,不同工作压力下密封圈的最大接触应力和最大 Mises 应力如图5所示。接触应力和 Mises 应力均随着工作压力的增大而增大,基本呈线性关系变化。从图5可以看出,各点的最大接触应力均大于相应的工作压力值,说明矩形密封圈的密封性能较好。

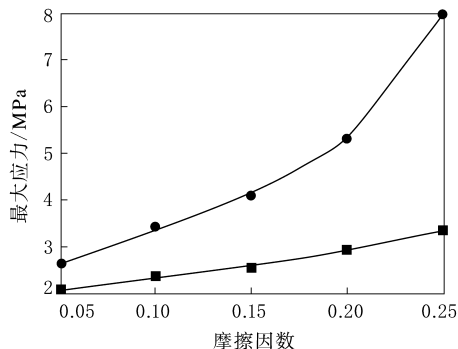


●—最大接触应力；■—最大 Mises 应力。

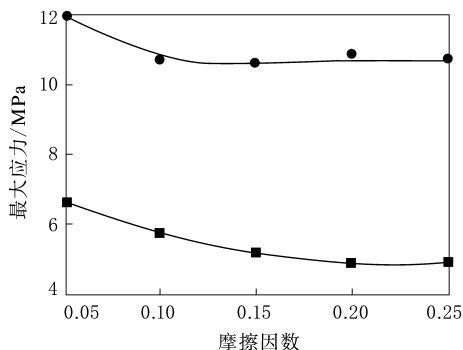
图5 不同工作压力下的最大应力

2.3 摩擦因数

制造精度、工作介质的浸入以及摩擦磨损等问题将可能导致密封圈与槽壁之间的摩擦因数发生变化。初始压缩率为10%时,无介质压力(即初始压缩后)和介质工作压力为10 MPa下密封圈在不同摩擦因数下的最大应力变化如图6所示。从图6可以看出:在初始压缩后,最大 Mises



(a) 无介质压力



(b) 介质压力 10 MPa

注同图5。

图6 不同摩擦因数下的最大应力

应力和接触应力均随着摩擦因数增大而增大,最大 Mises 应力与摩擦因数呈线性关系,但最大接触应力却表现出非线性特性;当存在工作压力时,最大 Mises 应力随着摩擦因数增大而减小,而最大接触应力在摩擦因数为0.05~0.15范围内逐渐减小,在0.15~0.25范围内稍有增大,说明摩擦因数对矩形密封圈的密封性能和使用寿命影响很大,在设计和研究时必须加以考虑。

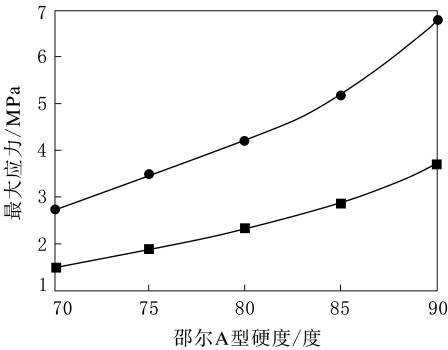
2.4 材料硬度

文献[10]根据拟合公式得到了不同硬度橡胶材料的弹性模量(E)及与试验最为接近的 C_1 和 C_2 值,如表1所示。

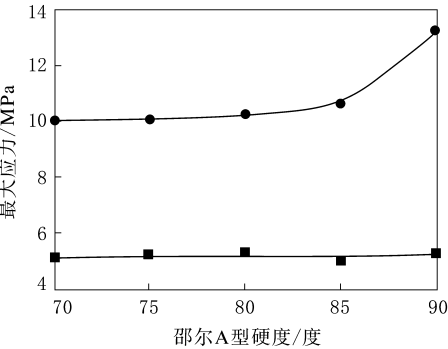
初始压缩率为10%时,不同硬度下矩形密封圈的最大应力如图7所示。从图7可以看出:在无介质压力时,随着硬度增大,最大接触应力和最大 Mises 应力基本呈线性增长;当介质工作压力为10 MPa时,密封圈的最大接触应力随着硬度增大略有增长,但是 Mises 应力与材料硬度的关系并不明显,幅值基本保持不变。

表 1 不同硬度下的橡胶材料参数

邵尔 A 型硬度/度	E/MPa	C_1/MPa	C_2/MPa
70	6.96	1.137	0.023
75	8.74	1.444	0.0165
80	10.98	1.833	-0.003
85	13.80	2.334	-0.034
90	17.33	2.972	-0.082



(a) 无介质压力



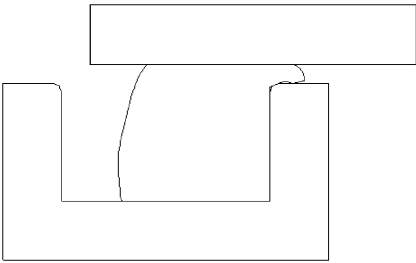
(b) 介质压力 10 MPa

注同图 5。

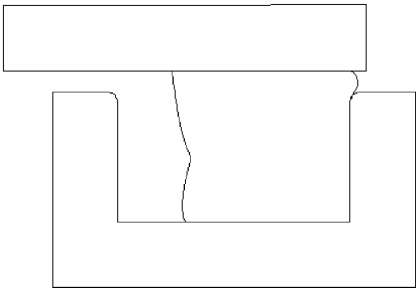
图 7 不同硬度下的最大应力

2.5 运动速度

为了研究矩形密封圈在动密封中的密封性能,模拟了密封圈在往复运动中不同运动速度对密封性能的影响。不同运动行程如图 8 所示,不同速度下的最大 Mises 应力和最大接触应力如图 9 所示。从图 9 可以看出:在外行程中的应力值远大于内行程,说明在外行程中对橡胶密封圈的损伤更大,而且运行速度越高,密封圈中的应力越大;当外行程速度为 $0.04\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,最大接触应力为 65.74 MPa ,是介质工作压力的 6.5 倍,最大 Mises 应力为 20.23 MPa ,而在静密封中的最大 Mises 应力为 4.826 MPa [见图 3(b)],说明动密封对矩形密封圈的损伤较大,因此矩形密封圈不

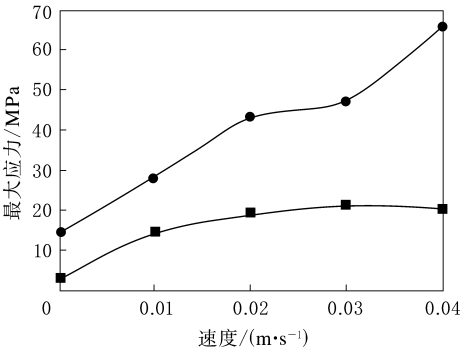


(a) 外行程

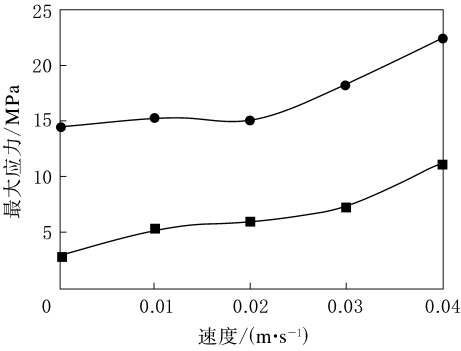


(b) 内行程

图 8 不同运动行程示意



(a) 外行程



(b) 内行程

注同图 5。

图 9 不同速度下的最大应力

适用于动密封。

3 密封圈结构优化

根据上述分析,针对矩形密封圈靠近间隙处的顶角最易发生失效的问题,对其进行结构优化,设计出单边倒角和双边倒角(也称八边形)两种结构的密封圈,如图 10 所示。

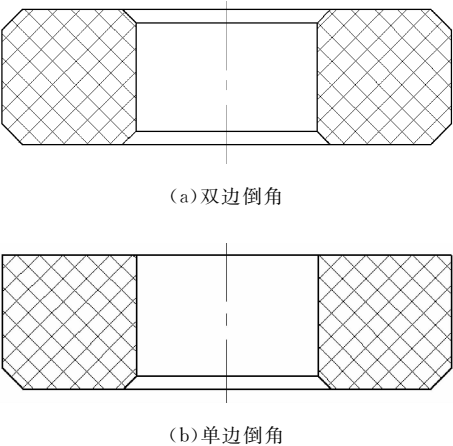


图 10 优化后的密封圈结构

取初始压缩率为 10%、介质工作压力为 10 MPa,在 Abaqus 软件中对这两种结构的密封圈进行有限元分析,其 Mises 应力分布如图 11 所示。最大应力仍然集中在靠近间隙处,双边倒角密封圈变形量大于单边倒角密封圈。优化前后 3 种结构密封圈的最大 Mises 应力和接触应力如表 2 所示。通过比较发现,在介质压力 10 MPa 下,矩形结构的密封效果并不理想;密封圈双边倒角后的最大接触应力明显增大,但同时其 Mises 应力也比前两种结构大,极易将靠近间隙处的橡胶体剪掉,从而影响整体密封效果;单边倒角后的密封圈最大接触应力明显增大,其密封性能比以前有提高,同时其 Mises 应力也增大,但其接触面积大于双边倒角结构。可见在相同工作条件下,对矩形密封圈靠近凹槽侧壁一边倒角可以增强密封圈的密封效果,提高密封性能。

4 结论

利用 Abaqus 软件对矩形密封圈的力学特性进行有限元分析,探讨了在静密封中初始压缩率、介质工作压力、橡胶材料硬度和摩擦因数以及在动密封中运动速度对密封性能的影响,通过分析得到下述结论。

(1)初始压缩率越大,矩形密封圈的接触压

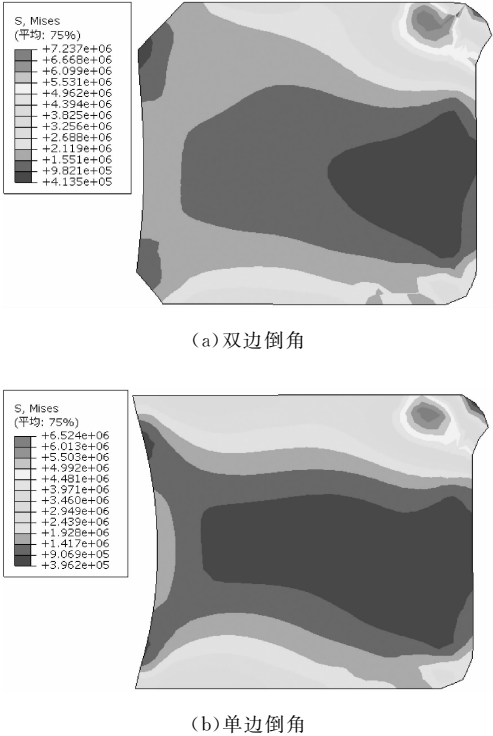


图 11 优化后两种结构密封圈的 Mises 应力分布

表 2 优化前后密封圈的最大应力对比 MPa			
项 目	优化前	优化后	
		单边倒角	双边倒角
最大 Mises 应力	4.826	6.524	7.237
最大接触应力	10.92	14.50	16.36

力越大,密封性能越好。

(2)随着介质工作压力的增大,密封圈的等效应力和接触应力也基本呈线性规律增大。

(3)弹性体材料的硬度和接触面的摩擦因数对密封圈的应力影响较大,它们与应力的关系表现出非线性,这与材料特性有关。在实际工作中选用密封圈时,需要考虑这两种因素。

(4)在动密封中,轴套的运动会使矩形密封圈的等效应力急剧增大,长时间的往复运动会把间隙处的橡胶体剪断,从而影响整体的密封效果和使用寿命。因此,矩形密封圈不适宜用在动密封结构中。

(5)对矩形密封圈进行结构优化,通过数值分析发现,对矩形结构单边倒角可以增强密封性能,提高使用寿命,而采用双边倒角虽然可以提高密封性能,但却增大了对密封圈的损伤,导致使用寿命降低。

参考文献：

[1] 俞鲁五. 介绍一种静密封用密封件——矩形密封圈[J]. 流体传动与控制, 2006(3):44-46.

[2] 马春成, 荀昊, 王兆元, 等. 有杆抽油机井口光杆密封的发展[J]. 石油矿场机械, 2001, 30(增刊):17-20.

[3] 侯友夫. 往复矩形密封的理论分析和实验研究[J]. 中国矿业大学学报, 1997, 26(1):89-93.

[4] 谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. 矩形橡胶密封圈的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(2):36-39.

[5] 马少杰, 袁军堂, 董雪花. 液压盘式制动器活动活塞的密封机理研究[J]. 润滑与密封, 2002, 27(3):10-12.

[6] 周到, 史敏, 王磊. 空气源热泵热水机组压缩机矩形橡胶圈的有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2009(6):144-146.

[7] 王杰, 谢禹钧. 关于橡胶 O 形密封圈的分析[J]. 辽宁石油化工大学学报, 2008, 28(4):48-50.

[8] 周志鸿, 张康雷. O 形橡胶密封圈应力与接触压力的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2006, 31(4):86-89.

[9] 杨春明, 谢禹钧. 基于 Ansys 的橡胶 O 形密封圈的密封性能有限元分析[J]. 弹性体, 2010, 20(3):49-52.

[10] 刘健, 仇性启, 薄万顺, 等. 橡胶 O 形密封圈最大接触压力数值分析[J]. 润滑与密封, 2010, 35(1):41-44.

收稿日期:2012-08-23

Finite Element Analysis and Optimization of Rectangle Rubber Seal

HAN Chuan-jun, ZHANG Jie

(Southwest Petroleum University, Chengdu 610500)

Abstract: The effect of initial compression ratio, pressure, rubber material hardness, friction coefficient and shaft speed on the deformation, contact stress and equivalent stress of the rectangle rubber seal was analyzed by using Abaqus finite element analysis software, and the structure of rectangle seal was optimized. The results showed that the higher the initial compression ratio was, the better the sealing effect of seal was. The properties of materials and the friction coefficient were the important factors affecting the sealing performance. The rectangle seal was unsuitable for dynamic sealing. When chamfer angle was set on the side of rectangle seal which contacted with the sidewall of sealing slot, the sealing performance could be effectively improved.

Key words: rubber; rectangle seal; stress; seal; finite element analysis

朗盛成都办事处加强在华地位

中图分类号:F276.7 文献标志码:D

为进一步拓展其销售网络并扩张中国业务,朗盛设立成都办事处,并于2012年12月20日正式开业。

朗盛大中华区首席执行官柯茂庭说:“中国西部地区城市化的深入和机动化趋势为我们的业务带来了巨大的发展潜力。成都是西部重要的经济和交通枢纽之一,在此设立办事处有助于拓展广阔的西部市场。”

在过去几年中,中国西部地区均实现了两位数的增长,成为中国经济增长的新引擎。未来10年,西部地区有望继续保持高增长。在政府的大力投资下,该地区的基础设施建设已全面展开,包括铁路、建筑和道路,这将对化学品产生巨大的需求。

在西部地区经济和收入快速增长的带动下,汽车销量也飞速攀升。业内专家预计,中国西部将成为汽车业的新增长动力。大型汽车制造商和汽车零部件企业都纷纷在该地区投资建厂。成都市的目标是:到2015年实现汽车整车产能100万辆以上;到2020年,汽车整车产能达125万辆。

柯茂庭说:“成都办事处的建立将扩张我们在中国的业务,并巩固我们的地位。我们跟随客户,为他们提供服务,以更快速地满足其需求。”

朗盛在中国拥有10家子公司,其中包括3家合资公司以及6个研发中心,拥有约1 000名员工。除了设在上海的中国区总部,朗盛已经在北京、广州和香港设立了办事处,覆盖中国东部地区的客户。成都办事处将扩大朗盛在西部地区的业务,使公司能够更贴近当地客户。

(本刊编辑部 黄丽萍)