# 弹簧气孔套进气段流场可视化分析

胡海明,徐永涛\*,徐方鑫

(青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061)

摘要:采用CFX软件建立弹簧气孔套进气段流道结构有限元模型,并用计算流体力学(CFD)解析流道速度场分布、压力场分布、出口流量变化曲线。模拟可视化分析结果表明:将弹簧气孔套阀杆锥面与柱面直角过渡改为圆弧(半径为0.3 mm)过渡,消除了流道转折处涡流;流道出口流量增大22.5%,至1.74×10<sup>-4</sup> kg•s<sup>-1</sup>,最大轴向气动力降低29.4%,至1.2 N。 关键词:轮胎模具排气;弹簧气孔套;流场;计算流体力学分析;轴向气动力

中图分类号:TQ330.4<sup>+</sup>1;O242 文献标志码:A

文章编号:1000-890X(2019)01-0041-05 DOI:10.12137/j.issn.1000-890X.2019.01.0041

弹簧气孔套排气是无胶须轮胎模具排气的主要方式<sup>[1]</sup>。其排气系统顺畅与否直接影响轮胎的 外观和质量。常规测量技术很难准确测量弹簧气 孔套内气体流动状态。

本工作通过计算流体力学(CFD)对弹簧气孔 套进气段气体流场进行数值模拟,对速度、压力、 出口流量、轴向气动力等基本物理量进行可视化 分析,定性分析气体在弹簧气孔套进气段的流动 特性以及阀杆所受的轴向气动力,进而确定影响 弹簧气孔套排气性能的关键因素,为设计研发排 气高效、顺畅的弹簧气孔套提供理论指导。

## 1 弹簧气孔套结构及工作原理

弹簧气孔套结构主要由壳体、弹簧和阀杆三 部分组成,如图1所示。



作者简介:胡海明(1964—),男,山东临沂人,青岛科技大学教授,硕士,主要从事轮胎模具设计与制造的研究。 \*通信联系人(1097784777@qq.com) 轮胎硫化时,在二次定型压力作用下,气体通 过壳体与阀杆之间的间隙排出,当气体排完后胎 坯接触到阀杆顶端,阀杆克服弹簧力向下移动,上 端封闭面闭合,阻止硫化过程中胶料流到壳体内, 从而实现轮胎硫化过程无胶须产生。

#### 2 流场控制理论

根据弹簧气孔套工作原理,设定其内气体流动状态为三维粘性不可压缩流动,湍流模型选用 *k-c*模型。*k*为湍动能,定义为速度波动的变化量。 *c*为湍动能耗散,即速度波动耗散的速率。

连续性方程为

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \tag{1}$$

动量方程为

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla U) = \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla U)^{\mathsf{T}} + \nabla \cdot p' + B \quad (2)$$

式中, $\rho$ 为流体的密度,U为X,Y,Z速度方向的矢量,t为时间, $\mu_{eff}$ 为有效粘度,p'为修正压力,B为体积总和。

湍动能方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot [(\mu + \frac{\mu_{t}}{\sigma_{k}})\nabla k] + P_{k} - \rho \varepsilon$$
(3)

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U\varepsilon) = \nabla \cdot [(\mu + \frac{\mu_{\rm t}}{\sigma_{\varepsilon}})\nabla\varepsilon] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon)$$
(4)

$$P_{k} = \mu_{t} \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^{\mathsf{T}}) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U(3\mu_{t} \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb}$$
(5)

式中, $\mu$ 为分子粘度; $\mu_t$ 为湍流粘度; $P_k$ 为湍流生成的 速率; $C_{\varepsilon_1}, C_{\varepsilon_2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 为常数; $P_{kb}$ 为速率的产生项。

## 3 气体流场可视化分析

# 3.1 建模与网格划分

弹簧气孔套采用目前企业商业化应用的一种 结构形式(如图1所示)。为了更清楚、全面地反映 弹簧气孔套内部的复杂流动状态,弹簧气孔套内 气体流动采用基于三维流场的可视化分析。利用 UG软件进行三维建模,如图2所示。



#### 图2 流道结构

采用ANSYS ICEM对流道模型进行网格划 分,生成四面体网格和描述边界的三棱柱网格。 将模型壁面设置成不同的part,模型入口设置成 part:IN,模型出口设置成part:OUT,其余壁面设置 成part:WALL,并对流道较窄和重点观测区域进 行加密,使该区域生成数量较多的网格,以利于提 高数值计算结果的正确性。设置全局网格最大允 许尺寸为0.1。在模型的出口和入口处生成三棱 柱边界层网格。各部分的网格尺寸设置如表1所 示。生成后的网格模型如图3所示。生成的网格 单元数为100万左右,网格质量因数分布均匀,均 大于0.2,满足计算要求。

#### 3.2 流场计算

利用CFX软件对网格模型模拟计算,设为单 一流体域,无热传递,无燃烧,无对流。考虑到无 压缩性,设定流动介质为25℃空气。根据企业硫

衣	1 网俗/	()反直	
rism网格	最大值	高度	高度

网络口子沉里

part	Prism网格	最大值	高度	高度比	层数
IN		0.1			
OUT		0.05			
WALL	生成	0.025	0.01	1.1	5



#### 图3 网格模型

化轮胎实际工况,二次定型压力设为0.08 MPa。 二次定型压力的主要作用是固定胎坯,使胎坯与 花纹块充分接触,排除胎坏与花纹块之间夹杂的 空气,一般在轮胎模具合模过程中开始<sup>[2]</sup>。将弹簧 气孔套进气段的前后压力差固定为0.08 MPa。模 型入口处根据实际工况设置为进口边界条件Inlet, 亚音速流动,进口总压力为0.18 MPa,流体流动 方向只需符合边界条件即可;模型出口处设置为 出口边界条件Outlet,亚音速流动,静压力为0.1 MPa;其余面设置成无滑移壁面边界条件。弹簧气 孔套进气段的边界条件设置如图4所示。其余选 项按照CFX软件默认设置。求解方式为一阶迎风 格式,最大迭代步数为100,平均残差为0.0001。 生成".def"的求解文件并在CFX求解器中进行求 解。求解结束后,残差小于0.0001,求解收敛(如 图5所示),结果较正确。



图5 求解收敛曲线

#### 3.3 CFD分析

CFD后处理器可非常直观显示和输出模拟的计算结果,如速度矢量图、压力云图、质量流量等<sup>[3]</sup>。由商业化应用的弹簧气孔套流道模型分析 得到的速度场分布、压力场分布、出口流量曲线如 图6所示。











图6 流道结构优化CFD后处理结果

由图6可知:气体通过弹簧气孔套壳体和阀杆 之间的环形间隙时,由于通流面积减小,气体流速 增大,在环形间隙出口处速度增大到300 m・s<sup>-1</sup>; 压力减小,并产生低压区,其压力值约为0.1 MPa; 出口流量为1.42×10<sup>-4</sup> kg•s<sup>-1</sup>。

由速度场分布得出,环形间隙出口产生高速 射流处,流道转折角度为90°,即锥面与柱面直角 过渡,该处产生涡流,涡流内、外流速差值约为200 m•s<sup>-1</sup>。速度降低的原因是在涡流处动能转变为热能。

#### 3.4 流道结构优化

弹簧气孔套进气段流场产生涡流的主要原因 是高速射流和流道转折直角产生强剪切层,影响 气体原有的流动状态。为使其流场气体流动更加 顺畅,对图2所示的流道结构转折直角进行圆弧处 理,设圆弧的半径为0.3 mm,其他结构参数不变, 并对其流场进行模拟分析。优化后流道结构如图 7所示。



图7 优化后流道结构

对比图2和7可知,优化结构模型在锥面和柱 面之间采用圆弧过渡,减小了流通截面形状的突 变,弹簧气孔套阀杆的外部型线更加接近流线形, 流道转折处的流动分离减小,未出现漩涡,速度分 布如图8所示。流道结构优化前后模型模拟结果 对比如表2所示。

从表2可以看出,对流道优化后弹簧气孔套的整体排气性能有了大幅度的提升,出口流量提高22.5%,由1.42×10<sup>-4</sup> kg•s<sup>-1</sup>增大到1.74×10<sup>-4</sup> kg•s<sup>-1</sup>,出口流量的提升表明流体的动能转换成热能的部分减少,所以优化结构降低了能量的损耗;对称面平均流速减小,压力分布更加均匀,对称面平均压力增大到0.128 MPa。以上结果表明,流道结构优化的减阻效果显著,符合优化预期。

整个流动系统中的总压力损失(ΣΔ*p*)计算公 式如下:

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\lambda} + \sum \Delta p_{\xi} + \sum \Delta p_{\nu} = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^{2}}{2} + \sum \xi \frac{\rho v^{2}}{2} + \sum \Delta p_{n} (\frac{q}{d})^{2}$$
(6)

式中, $\Sigma \Delta p_{\lambda}, \Sigma \Delta p_{\varepsilon}, \Sigma \Delta p_{v}$ 分别为沿程压力损失、局部 压力损失和液体流动损失, $\lambda$ 为沿程阻力系数, $\xi$ 为局



(c)出口流量曲线图8 流道结构优化后处理结果

表2	流道结构优化前后两种模型主要参数对比

项目	优化前	优化后
对称面平均压力/MPa	0.120	0.128
出口流量×10 <sup>4</sup> /(kg・s <sup>-1</sup> )	1.42	1.74
对称面加权平均速度×10 <sup>-2</sup> /(m・s <sup>-1</sup> )	1.37	1.23

部阻力系数,v为液体平均流速,l为流道长度,d为 流域管道截面半径,p<sub>n</sub>为额定压力,q为通过管道流 量,q<sub>n</sub>为管道额定流量。

由公式(6)可知,总压力损失包括沿程压力损 失和局部压力损失。减小流速和管道截面突变或 提高管道内壁的加工质量都可减小压力损失<sup>[4]</sup>。

本工作通过减小管道截面突变的方法,使对称面加权平均速度下降至1.23×10<sup>2</sup> m•s<sup>-1</sup>,流场 模拟结果与理论公式推算结果相符,说明流场模 型模拟数值计算合理、准确。

#### 4 轴向气动力分析

由于气体流经阀口时运动状态复杂,无法得 到速度、压力实际分布状态的精确数学表达式, 导致难以通过理论分析方法求解稳态气动力<sup>[5]</sup>。 由于弹簧气孔套结构对称,流场各物理量对称分 布,其他方向稳态气动力相互抵消,因此只分析轴 向气动力。

通过CFD模拟,可在模拟求解过程中设立监 控点,求解完成后得到轴向气动力变化特性曲线, 如图9所示。





图9 轴向气动力变化特性曲线

对比分析图9(a)和(b)可知:流道结构优化 前的最大轴向气动力为1.7 N,稳定轴向气动力为 0.585 N;优化后的最大轴向气动力为1.2 N,稳定 轴向气动力为0.55 N;优化后的最大轴向气动力 比优化前减小29.4%,稳定轴向气动力减小6.0%, 优化效果明显;流道结构优化前后的轴向气动力 均为负,与文献[6]结论相符,轴向气动力总是使 阀杆关闭,即作用在阀杆上的轴向气动力总是有 关闭弹簧气孔套的作用。轴向气动力过大对阀杆 考虑轴向气动力对阀杆运动的影响。针对不同花 纹、规格轮胎应选择不同规格的弹簧气孔套,避免 气体未完全排出时,弹簧气孔套在轴向气动力的 作用下关闭或开度减小,进而影响轮胎的质量和 外观。

#### 5 结论

本工作针对弹簧气孔套进气段流道结构模型 进行了三维流场模拟,并进行可视化分析及优化, 得到以下结论。

(1)弹簧气孔套流道结构优化前锥面与柱 面直角过渡处形成涡流,产生局部压力损失。将 锥面与柱面的直角过渡优化为圆弧(半径为0.3 mm)过渡后,涡流消除,出口流量提高22.5%,由 1.42×10<sup>-4</sup> kg•s<sup>-1</sup>增大到1.74×10<sup>-4</sup> kg•s<sup>-1</sup>。

(2)作用在阀杆上的轴向气动力总有关闭弹 簧气孔套的趋向。通过比较可知,流道结构优化 后最大轴向气动力降低29.4%,约为1.2 N;稳定轴 向气动力降低6.0%,约为0.55 N。设计弹簧气孔 套弹簧时,应适当增加预压缩量,减小轴向气动力 对阀杆运动的影响。

(3)不同弹簧气孔套流道结构的轴向气动力 不同。因此,对不同花纹、不同规格轮胎模具使用 不同规格的弹簧气孔套,模具二次定型时间和压 力、弹簧气孔套弹簧与压缩量均会影响模具中气 体的顺利排出。

#### 参考文献:

- [1] 胡海明, 王科, 王云见. 轮胎模具耐磨板磨损分析[J]. 橡胶工业, 2015,62(7):432-435.
- [2] 浦哲,冯伟,边慧光,等.子午线轮胎硫化过程定型峰值压力的优化[J].轮胎工业,2014,34(9):566-568.
- [3] 谢龙汉,赵新宇. ANSYS CFX流体分析与仿真[M]. 北京:电子工业 出版社,2008:45.
- [4] 王守城,容一鸣.液压与气压传动[M].北京:北京大学出版社, 2008.
- [5] 高隆隆,杨钢,李宝仁.高压大流量气动比例阀稳态气动力数值研 究[J].液压气动与密封,2012,32(8):56-60.
- [6] 张海平. 纠正一些关于稳态液动力的错误认识[J]. 液压气动与密封,2010,30(9):10-15.

收稿日期:2018-08-08

# Visual Analysis of Flow Field in Air Inlet Section of Spring Vent

HU Haiming, XU Yongtao, XU Fangxin (Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

**Abstract:** The finite element model of flow field in the air inlet section of spring vent was established by CFX software. The velocity field distribution, pressure field distribution and air outlet flow curve of the channel flow field were analyzed by computational fluid dynamics (CFD). The simulation results showed that the right-angle transition of stem conical and cylindrical surface changed to arc transition (R = 0.3 mm), the channel bend vortex was eliminated, the outlet flow rate increased by 22. 5% to  $1.74 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ , and the maximum axial aerodynamic force was reduced by 29. 4% and down to about 1. 2 N.

Key words: tire mold vent; spring vent; flow field; CFD analysis; axial aerodynamic force

## •国内外动态•

**米其林将关闭邓迪工厂**米其林集团将在 2020年年中关闭位于苏格兰邓迪的轮胎工厂,计 划裁员845人。

据介绍,邓迪工厂于1971年开业,仅生产 406.4 mm(16英寸)及更小型号的乘用轮胎。该公 司表示,由于对这些规格轮胎的结构性需求下降, 以及来自亚洲低成本、入门级产品的竞争,该厂近 年来的市场状况不佳,难以继续经营。此次关厂, 公司虽然要执行裁员计划和提前退休措施,但肯 定会为寻求新职业的员工提供全面帮助。

45

(摘自《中国化工报》,2018-11-15)