# 空气滤清器 CFD 分析及结构优化

# CFD analyzing and structural optimization for an air cleaner

谷芳　崔国起　吴华杰　李斌

(单位名称天津大学内燃机研究所 天津市天大银泰科技有限公司 天津市快速成形工程中心)

**摘　要：**运用 CFD 方法对某款汽车空气滤清器内部流场进行了详细分析。研究显示，该款空滤器内部流场中存在较多大尺度和小尺度的涡流。这些涡流主要是由空滤器内部的凸起结构和不连续结构造成。为消除涡流、改善空滤器的流场特性，对该款空滤器的内部结构进行了优化设计，使各发动机转速下的空滤器压降平均下降了 40%左右，改进效果显著。

**关键词:**空气滤清器，CFD，优化

**Abstract：**The flow field for an air cleaner was analyzed in detail by CFD method. The studies indicate that there are many large scale and small scale eddies in the air cleaner, which caused mainly by some raised design or some discontinuity structures. For eliminating these eddies and improving the flow field, the structural optimum design for the air cleaner was carried out. The average pressure drop at various engine speeds descended about pre 40, which is a major improvement.

**Key words:** air cleaner, CFD, optimization

## 1 引言

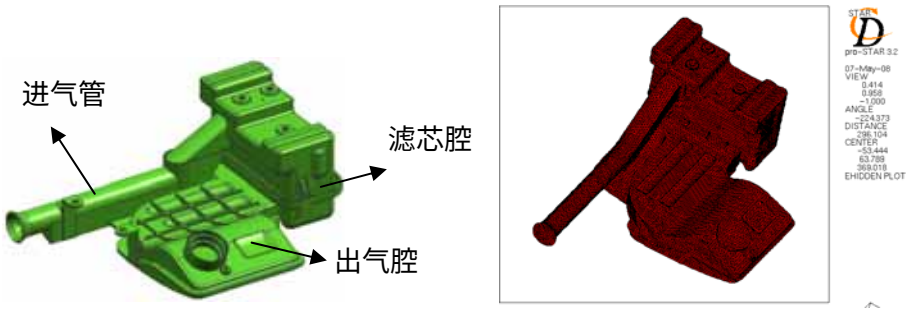
本文通过对某汽车空气滤清器进行流场特性的 CFD 仿真分析，得到空滤器内部的流场分布和压力场分布。根据这些流动特征分析了该款空滤器的优劣，并针对某些不合理的内部结构进行了优化设计，以改善空滤器内的流场特性，降低流动损失。这种基于 CFD 数值仿真技术的空滤器优化设计方法能大幅度提高设计产品的质量，降低设计成本，缩短设计周期，是未来支撑汽车零部件产业自主研发的有力工具。

## 2 数值计算模型

### 2.1　几何模型及网格划分

图 1A、B 分别是某空气滤清器的几何模型和网格划分模型。空气滤清器几何模型在 UG 平台下建构完成。为充分了解该空滤器内部的流动特性，所建构的空滤器几何模型完全保留了实际构件的

局部细节，未作任何简化。该空滤器主要由三部分构成，分别是：进气管、滤芯腔和出气腔，其中空滤器右侧的滤芯腔内装填装有纸质滤芯。将该空气滤清器三维几何模型导入到 STAR-CD 软件的前处理器 PRO-AM 中进行网格划分。对于如此复杂的空滤器结构，主要采用非结构化的四面体网格进行网格划分。模型网格数量和网格大小应以不影响最终计算结果为基本依据。经过多次试算，最终确定网格总数为 403 833 个。




A:几何模型　　B：网格模型

图 1 空滤器几何模型和网格划分模型

## 2.2 数值计算模型及算法

空滤器内只有空气一种气相介质，因此数值仿真采用单相流模型。由于空滤器中的气流处在常温条件下，温度变化小，因此不考虑气流的热力学模型。另外，气流在空滤器内部复杂结构的影响下，主要为湍流流动，因此需采用湍流模型描述空滤器内部的气流流动状况。综上所述，空滤器内部的气流流动应为稳定、不可压缩的单相湍流流动状态。为解决上述问题，需用到如下控制方程：

连续性方程：$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i\right)=0 \tag{1}$$

动量守恒方程：$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right]+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_i' u_j'}\right) \tag{2}$$

湍动动能 k 输运方程：$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho k\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k u_i\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M \tag{3}$$

湍动耗散率 ε 输运方程：$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\varepsilon\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho\varepsilon u_i\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right)+G_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\left(G_k+C_{3\varepsilon}G_b\right)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{4}$$

式（1）～(4)中，$i, j$ =1, 2, 3；$u$ 为介质的流动速度; $p$ 为介质压力；$t$ 为时间；$\mu$ 为介质黏度；$\delta_{ij}$

为 Kronecker 算子；$h$ 为介质的焓；$k$ 为流体的湍动强度；$\varepsilon$ 为流体的湍动耗散率；$\mu_{\text{eff}}$为湍流黏度；$Y_M$为湍流膨胀耗散相；$G_k$为与平均速度梯度有关的湍动动能生成向，$G_b$为与浮力有关的湍动动能生成项。$k$-$\varepsilon$ 方程中的其它参数分别为：$C_\mu$=0.09，$C_{1\varepsilon}$=1.44，$C_{2\varepsilon}$=1.92，$\sigma_k$=1，$\sigma_\varepsilon$=1.3。

上述方程均可写成式（5）所示的通用控制方程的形式。即，

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho u\phi)=\operatorname{div}(\Gamma_\phi \operatorname{rad}\phi)+S_\phi \tag{5}$$

式中 $\phi$为通用变量，$\Gamma_\phi$及 $S_\phi$分别为广义扩散系数及广义源项。当 $\phi$取不同值时式（5）就可以表达为质量守恒方程、动量守恒方程、湍动动能方程和湍动耗散率方程。对上述控制方程采用有限体积法进行求解计算。压力项和速度项之间的耦和计算采用 SIMPLE 算法。由于 $k$- $\varepsilon$模型只适用于离开壁面一定距离的湍流流域，因此对于壁面附近的区域，采用壁函数法处理，数值计算格式及其相关方法可参考文献[1]，在此不在赘述。

## 2.3 介质物性参数的设置

计算介质为空气，环境大气压力 $P$＝101.325kPa，温度 $T$＝300K，空气密度 $\rho$＝1.225kg/m$^3$，空气黏度 $\mu$＝1.7894×10$^{-5}$Ns/m$^2$。

## 2.4 边界条件的设置

⑴ 进口：给定空滤器进口处的气流速度条件。空滤器进气流速可根据进气量进行估算。与该空滤器相匹配的发动机为四冲程 1.0L 排量的汽油机，根据公式（6）得到空滤器的吸气量 $Q$，再根据公式（7）求算得到空滤器进口处的吸气流速 $u$。

空滤器的进气量[2]：

$$Q=0.03V_h n\Phi_c \tag{6}$$

式中：$Q$——发动机进气体积流量，m$^3$/h。

$V_h$——发动机排量，L。

$n$——发动机转速，r/min。

$\Phi_c$——充量系数。

$$u = Q/A \tag{7}$$

式中：u——空滤器吸气速度，m/s；

$A$——吸气口面积，$m^2$。

进口处的湍动能设定为 $0.02m^2/s^2$，湍动能尺度设定为 1mm。

⑵ 出口：设定空滤器出口为压力出口，根据实验给定此处的真空度。

⑶ 壁面：设定壁面处为速度不滑脱条件。

⑷ 空滤器滤芯：假定空滤器滤芯所在空间为多孔介质区，使用当量连续法进行模拟[2]。流体在多孔介质区的流动为层流流动，则根据 Darcy 定律，流体流经空滤器滤芯时产生的压降可用下式表示[3]：

$$\Delta p = m_1 \frac{\mu}{\rho} u + \frac{1}{2} m_2 \rho u^2 \tag{8}$$

式中，$m_1$——黏性阻力系数，$1/m^2$;

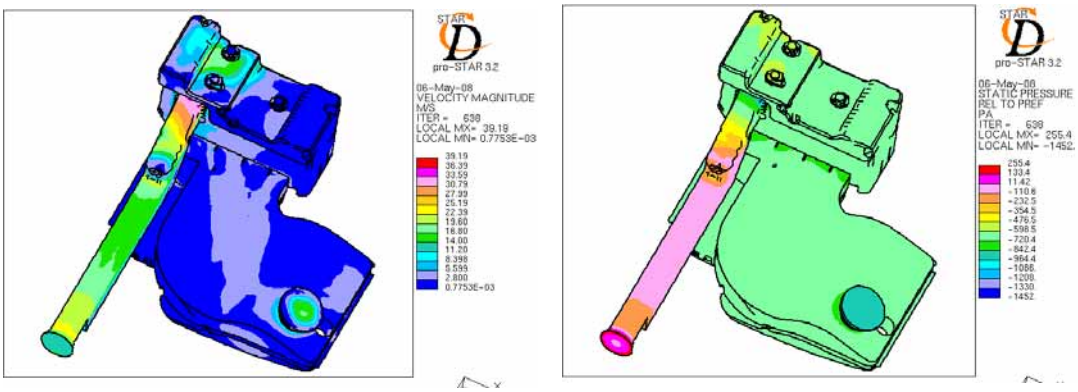
$m_2$——惯性阻力系数，1/m。

公式（8）表明，多孔介质的压力损失分为两个部分，第一项是黏性项，与气体的密度 $\rho$、粘度 $\mu$ 有关，与速度 $u$ 成正比；第二项是惯性项，与气体粘度 $\mu$ 无关，与密度 $\rho$ 有关，与速度 $u$ 的二次方成正比。黏性项是气流通过多孔介质时的渗透损失；惯性项是气体通过多孔介质时的摩擦损失，不同的滤芯这两项的数值是不同的。测量一系列流速下气流流经滤芯时产生的压力降，并采用最小二乘法拟和得到相应的 $m_1$ 和 $m_2$。

## 3 原空气滤清器的 CFD 仿真分析

CFD 计算求解器选用 STAR-CD 计算流体力学商用软件。

图 2A、B 分别是发动机转速为 6000rmp 时的原空滤器的流场分布和压力场分布。可以看到，受空滤器内部复杂结构的影响，气流在空滤器内部的速度变化和压力变化较大。




A:流场分布　　B:压力场分布

图 2 原空滤器流场分布和压力分布图（6000rmp）

为清楚地观察空滤器内部的流动状况，选取了空滤器几个有代表性的切面进行流场分析，图 3 为选取的空滤器切面位置图。其中，Plane1 是空滤器进气管到滤芯腔之间的切面；Plane2 是滤芯腔到出气腔之间的切面；Plane3 是滤芯腔内部的切面；Plane4 是出气腔内部的切面。图 4～图 7 是空滤器在四个切面上的模拟结果。

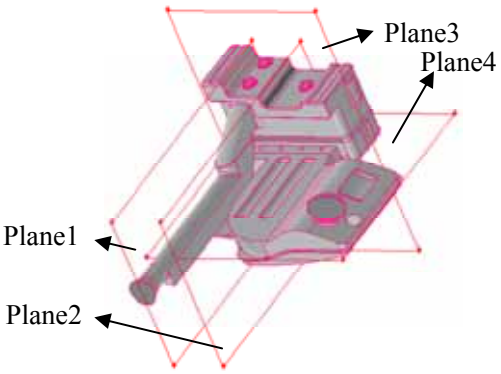
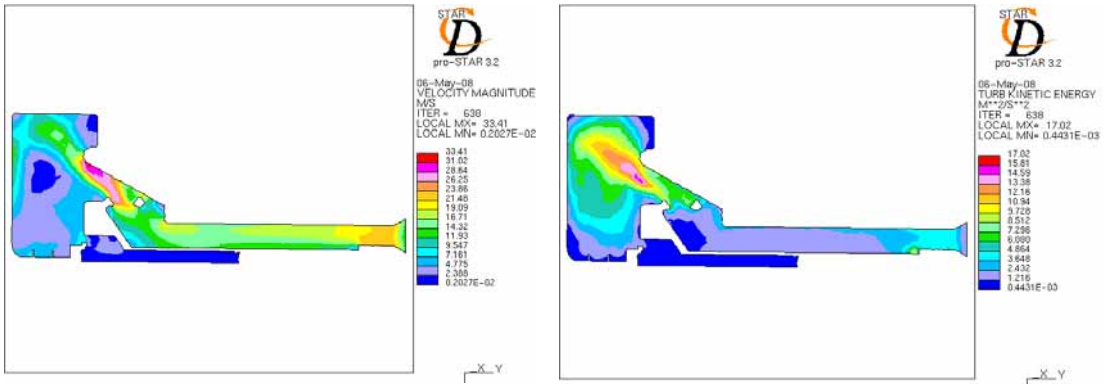



图 3 切面位置图

图 4A、B 的流场分布和湍动动能分布显示，由于进气管与滤芯腔之间的连接结构有较大转折，造成了此处气流方向和速度变化较大，进而引起滤芯腔气流的强烈湍动。另外，进气管中某些小的凸起结构也引起了一些局部湍动。




A:流场分布　　B：湍动动能分布

图 4 原空滤器 plane1 切面的模拟结果

图 5 显示，滤芯腔内形成一个较大的涡流，这仍是由进气管与滤芯腔之间的转折结构引起的，

在不改现有进口管与滤芯腔之间转折连接结构的情况下，这种涡流是无法避免的。图 5 的局部放大图和图 6 显示，滤芯腔底部的横纵隔珊内形成许多小尺度涡流，并使隔珊区有较大的湍动，这会造成较大的局部流动损失，应当予以改进。

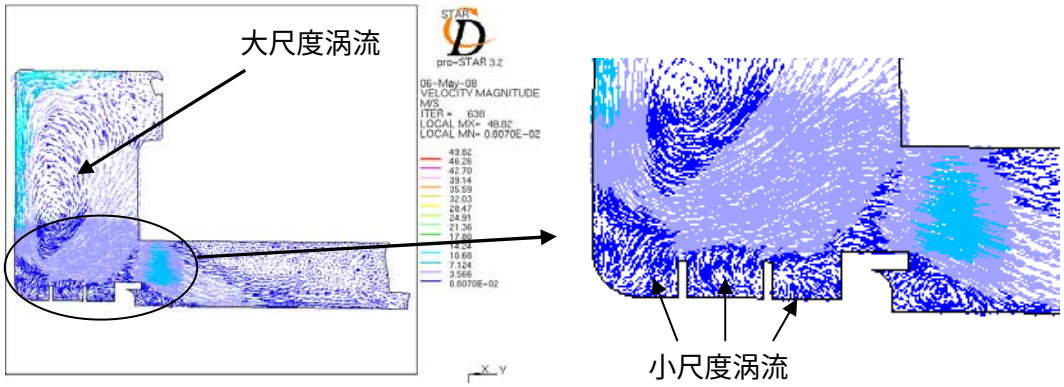



图 5 原空滤器 Plane2 切面速度矢量分布图

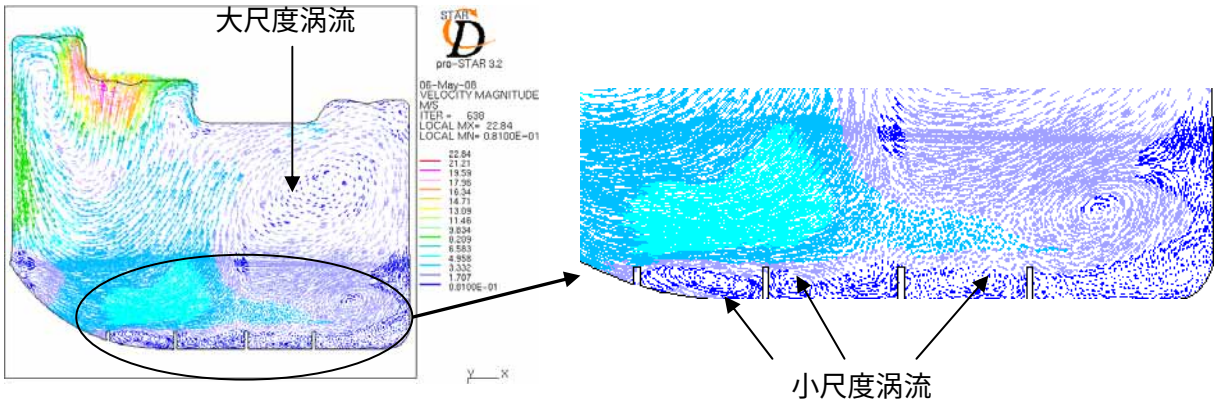



图 6 原空滤器 Plane3 切面速度矢量分布

图 7 显示，当气流从滤芯腔进入到出气腔时，在两腔交界处产生了剧烈的气流湍动，这是由两腔之间的隔板阻挡引起，另外在一些凸起结构附近同样形成了许多局部小尺度涡流。值得注意的是，在出气腔中存在一个较大涡流，这是由气流流通截面突然扩大造成的。为消除此处的大漩涡，应对出气腔转弯结构进行流线型设计，以降低不必要的流动损失。

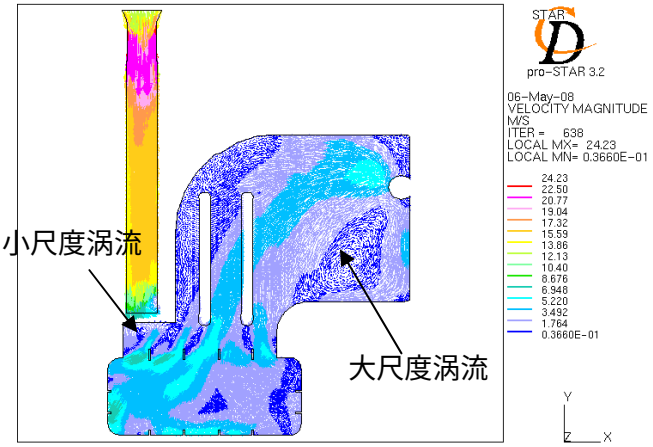



图 7 原空滤器 plane4 切面速度矢量分布

# 4 结构优化及 CFD 仿真分析

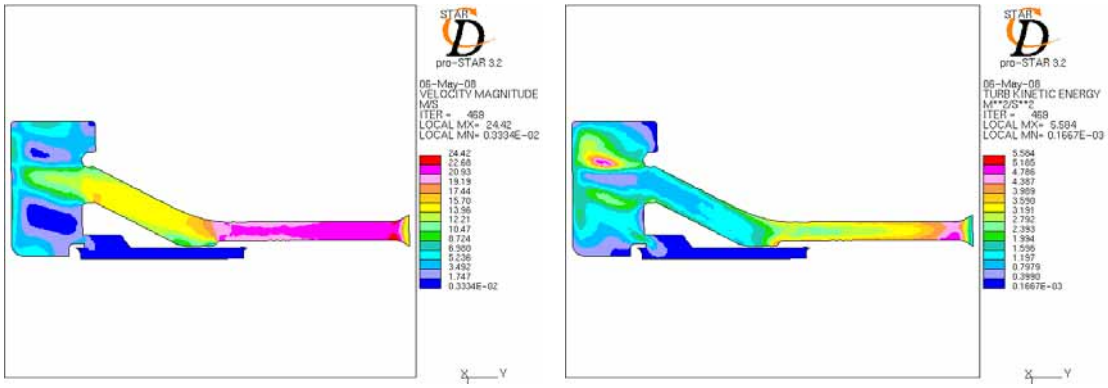
从流体力学角度来说，流动损失在很大程度上是由涡流引起的。因此，在进行空滤器结构设计时，应尽量避免大尺度和小尺度涡流的生成。这就需要根据流体力学理论对其内部结构进行优化设计，最大限度地降低因涡流造成的能量损失。最基本的设计方法，就是对空滤器内部结构进行流线型设计，使结构对气流起到疏导作用，而不是阻碍作用，如圆滑过渡各种大的转折结构和小尺度的凸起结构，去除一些不必要的阻挡结构等。为此对该款空滤器提出了如下结构优化方案：

⑴ 去除进气管上一些不必要的凸起结构，圆滑过渡进气管的转折结构，并调整进气管与滤芯腔之间的连接方向。

⑵ 去除滤芯腔底部不必要的隔珊结构。

⑶ 圆滑过渡出气腔内部的一些凸起结构，并根据出气腔内部的大涡流位置，适当调整出气腔的转折位置和转折半径，最大限度地消除出气腔中的大涡流。

图 8～图 11 是改进后空滤器的 CFD 流场仿真结果。图 8 显示，改进后进气管中的气流分布的更加均匀，消除了由凸起结构造成的局部湍动，并且通过改进进口管与滤芯腔之间的管口方向，降低了此处的气流速度和湍动强度，改善了滤芯腔内部的流场结构。图 9 表明，去除滤芯腔底部的隔珊结构，有效地控制了此处的局部涡流，从而减弱了此处的湍动强度。图 10 表明，通过圆滑过渡出口腔内部的凸起结构，有效降低了出气腔中涡流的大小。通过调整出气腔转折位置和转折半径，消除了原出气腔中的大尺度涡流。值得指出的是，转折结构应参考涡流流线进行设计，使腔体壁面尽量贴近原涡流最外侧轮廓线，这样可以最大限度地消除由转折引起的大尺度涡流。




A:流场分布　　B 湍动强度分布

图 8 优化空滤器 plane1 切面的模拟结果

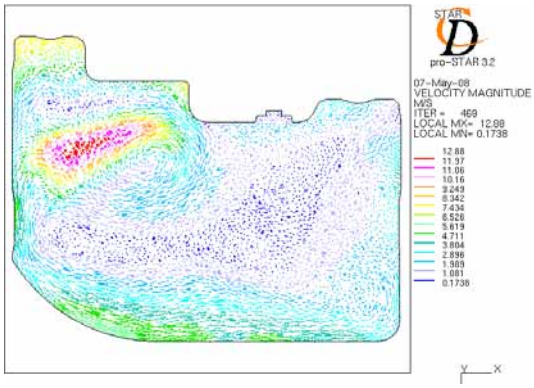



图 9 优化空滤器 plane3 切面的速度矢量分布

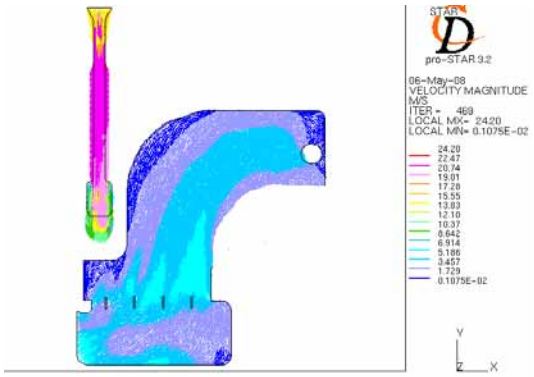



图 10 优化空滤器 Plane4 切面速度矢量分布

图 11 是改进前后空滤器的流动压力降。可以看到通过对原有空滤器内部结构进行优化设计，气流流经空滤器后的压力降在各个发动机转速下均有较大幅度的下降，平均下降幅度约为 40%左右，改进效果显著。

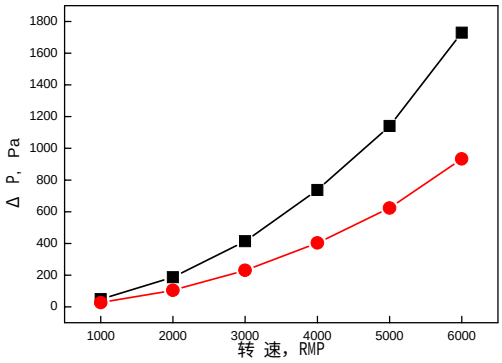



图 11 优化前后空滤器压降图

## 5 结论

受空滤器内部不连续结构和凸起结构的影响，原空滤器内的流场中存在两个大尺度涡流和若干小尺度涡流。这些涡流是造成空滤器流动损失的主要原因。为消除或减弱这些涡流的影响，对该空滤器进行了一系列的改进措施：①改进进气管和滤芯腔之间的连接结构；②改进出气腔结构；③圆滑过渡某些局部凸起，去除某些不必要的局部结构。改进后的空滤器内部气流流动通畅，在各个发动机转速下的压力降平均下降了 40%左右，改进效果显著。

## 参考文献

[1] 陶文铨. 数值传热学[M].西安：西安交通大学出版社，1988.

[2] 汽车工程手册[M]. 北京：人民交通出版社,2001.

[3] 贝尔.多孔介质流体动力学[M].北京:中国建筑工业出版社,1983.