

# 基于FLUENT的压缩机消声器性能分析

宋学清<sup>1</sup>, 卢 诚<sup>2</sup>, 卢 曦<sup>1</sup>

<sup>1</sup>上海理工大学机械工程学院, 上海

<sup>2</sup>上海海立新能源技术有限公司, 上海

收稿日期: 2022年12月19日; 录用日期: 2023年1月21日; 发布日期: 2023年1月29日

---

## 摘 要

基于计算流体力学方法, 采用FLUENT有限元仿真软件对单节扩张式消声器中扩张室截面直径和其长度对消声性能的影响规律进行研究。按照不同的方式将单节扩张式消声器分割成两个串联的小型消声器, 研究不同分割方式对消声性能的影响规律。

## 关键词

性能分析, 消声器, 有限元仿真

---

# Performance Analysis of Compressor Muffler Based on FLUENT

Xueqing Song<sup>1</sup>, Cheng Lu<sup>2</sup>, Xi Lu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

<sup>2</sup>Shanghai Highly New Energy Technology Co., Ltd., Shanghai

Received: Dec. 19<sup>th</sup>, 2022; accepted: Jan. 21<sup>st</sup>, 2023; published: Jan. 29<sup>th</sup>, 2023

---

## Abstract

Based on the computational fluid dynamics method, the finite element simulation software FLUENT was used to study the influence law of the section diameter and length of expansion chamber on the muffler performance of single section expansion silencer. According to different ways, the single section expansion muffler is divided into two series of small mufflers, and the influence of different ways on the muffler performance is studied.

## Keywords

### Performance Analysis, Muffler, Finite Element Simulation

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

在汽车空调系统中, 压缩机排出的压力脉动直接传播到车内冷凝器, 激发冷凝器振动并产生噪声。因此汽车空调压缩机所产生的排气压力脉动现象常常会导致较大的振动, 从而产生噪声, 此外也是引起压缩机性能和可靠性下降的重要原因之一[1]。通常, 厂家会在系统上安装排气消声器, 部分厂家也会在压缩机内部增加消声器结构来抑制由排气压力脉动传播引起的振动和噪声, 但在宽转速范围和高频率下改善排气压力脉动的唯一方法就是安装外部排气消声器。因此, 对压缩机消声器的性能和结构进行分析具有十分重要的实际意义。

针对压缩机消声器的理论研究较为成熟, 有大量关于压缩机消声器理论和设计的文献[2] [3] [4]。如 Vamshidhar Done [5]等人讨论了消声器的分析和设计方法。消声器的声学性能通常会使用插入损失(IL)或传递损失(TL)来表示。但消声器的传递损失较为容易预测, 且能够近似地反映出消声器真实的消声性能水平, 常用作消声器消声性能的评价指标[6]。消声器传递损失的预测方法主要分为基于平面波的传递矩阵法[7]和基于有限元分析法(FEM) [8]等。单长吉[9]采用了数学模型及 CFD 流体仿真对消声器的性能进行了研究。

本文先通过理论分析得到扩张式消声器消声性能的影响因素和评价方法, 根据评价方法确定消声器性能的有限元仿真方法。然后再基于上述有限元仿真方法对消声器扩张室的直径和长度对消声性能的影响规律进行研究。此外, 按照不同方式对消声器进行分割, 研究不同的分割方式对消声性能的影响规律。

## 2. 材料与方法

### 2.1. 研究材料

本文以扩张式消声器为对象, 通过理论推导和有限元仿真研究其消声性能的影响因素。扩张式消声器属于抗性消声器的一种, 因其结构简单而得到了广泛的应用。最简单的扩张式消声器模型如图 1 所示, I 段和 III 段分别为进排气管道, II 段为扩张室, 通常扩张室的截面积  $S_2$  大于进排气管道的截面积  $S_1$ , 这就组成了单节扩张式消声器。

### 2.2. 研究方法与步骤

汽车空调压缩机扩张式消声器性能影响因素的研究方法为理论推导与有限元仿真相结合, 研究步骤主要包括:

- 1) 根据扩张式消声器的工作原理确定其消声性能的影响因素及评价指标;
- 2) 确定有限元仿真模型、网格划分、边界条件、计算模型等前处理设置;
- 3) 基于有限元仿真方法研究扩张式消声器扩张室的直径和长度对消声性能的影响规律;
- 4) 采用不同的方式对扩张式消声器进行分割, 研究不同分割方式对消声性能的影响规律。

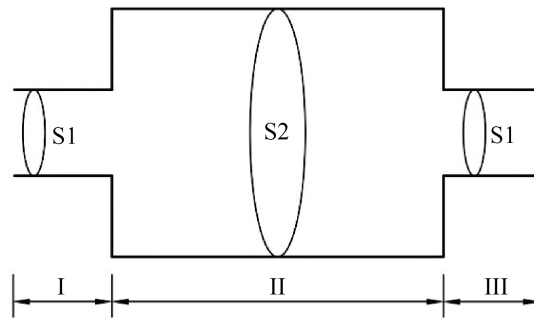


Figure 1. Diagram of a single section expansion muffler  
图 1. 单节扩张式消声器示意图

### 3. 结果与分析

#### 3.1. 扩张式消声器及其评价指标

扩张式消声器通常由若干个截面不相同的单元管道连接而成，工作时声波沿着管道向前传播，在截面突变处(扩张或收缩)产生反射和干涉作用，部分声波通过消声器内壁反射回声源处，剩下声波继续向前传播，从而达到消声的目的。

扩张室的长度为  $L$ ，假设不考虑进排气管道端口反射的声波，仅考虑声波在扩张室中的传播时，可将中间的扩张室类比为中间插层，则可以推导出单节扩张式消声器的声强透射系数  $T_I$ ：

$$T_I = \frac{2}{4\cos^2 kL + \left(\frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1}\right)^2 \sin^2 kL} \quad (1)$$

式中：

$S_1$ ——进、排气管道截面积；

$S_2$ ——扩张室截面积；

$L$ ——扩张室长度；

$k$ ——波数。

根据消声器传递损失的定义，单节扩张式消声器的传递损失  $TL$  的计算公式为：

$$TL = 10\lg \frac{1}{T_I} \quad (2)$$

把公式(1)带入公式(2)可以得到：

$$TL = 10\lg \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kL) \right] \quad (3)$$

式中：

$m$ ——扩张式消声器的扩张比， $m = S_2/S_1$ 。

从公式(3)中可以看出传递损失与消声器的结构参数有关，即扩张式消声器的消声性能与其进排气管道截面积、扩张室截面积、扩张室长度等结构参数有关。

#### 3.2. 仿真模型与网格划分

单节扩张式消声器的结构相对简单，因此可用单节的消声器来研究其结构参数对消声性能的影响。

为简化计算、减少计算时间，仿真模型可采用二维模型，只需要在 ANSYS SpaceClaim 模块中确定好各节点位置，然后依次连接各个节点即可得到消声器的二维模型。

将绘制好的二维模型导入到 ANSYS Meshing 模块中进行网格划分，为了使计算区域网格足够细，计算结果更加准确，将网格单元尺寸设置为 0.5 mm。最终初始式样的单节扩张式消声器的网格划分有 14001 个节点和 13600 个单元，平均质量为 0.99913，其二维模型的网格划分结果如图 2 所示。

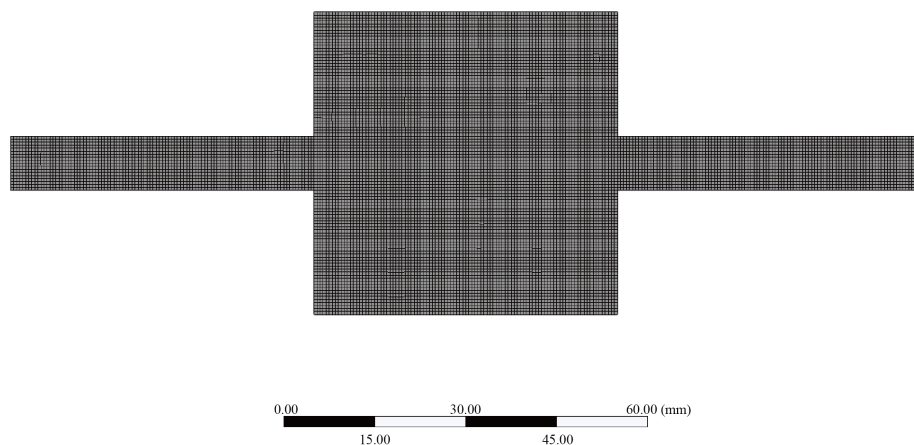


Figure 2. Meshing result of muffler  
图 2. 消声器网格划分结果

### 3.3. 仿真前处理

#### 3.3.1. 边界条件的设置

仿真前需要对计算域的各个部分进行规定，最左侧设置为入口，最右侧设置为出口，其他的面设置为壁面。然后对各部分的边界条件进行设置，具体如下：

入口处边界条件：入口处设置为压力入口，其压力的变化可以通过用户自定义函数来实现。

出口处边界条件：出口处设置为压力出口，其压力设置为定值。

壁面：除去入口和出口外，其他面均设置为壁面，用来限制流体的流动区域。

监控面：在距离最右侧出口 40 mm 处设置一个监控面，用来监控其面上的变化情况。

#### 3.3.2. 流体特性设置

假设管道内只有 R134a 制冷剂，因此只需要将计算域内的流体设置为 R134a 制冷剂的特性即可。

#### 3.3.3. 计算模型的选择

扩张式消声器的工作原理就是通过截面的突变来产生反射和干涉作用来抑制声波的传播，因此其内部流体的运动十分复杂，需要按照实际情况选择合适的计算模型。如，需要考虑流体域中是否存在多相流，是否需要考虑传热，流动是否是湍流等等。此次研究假设整个管道内充满 R134a 制冷剂，即不存在多相流，也不需要考虑传热。再根据消声器内部流体的运动情况，此次选择 k-ε 湍流模型。

### 3.4. 仿真结果与分析

#### 3.4.1. 消声器直径的影响

消声器直径指的是消声器扩张室的直径，由于消声器传递损失与扩张室直径与吸排气管道直径的比值——扩张比  $m$  有关，所以其直径的大小会影响到消声器的消声性能。而且，中间扩张室扩大  $m$  倍或者

收缩  $m$  倍的消声效果相同。但在实际运用中,为了减小气体流动的阻力常会选择扩张式。使用有限元仿真方法对不同直径消声器的消声性能进行规律研究,其衰减效果如图 3 所示。

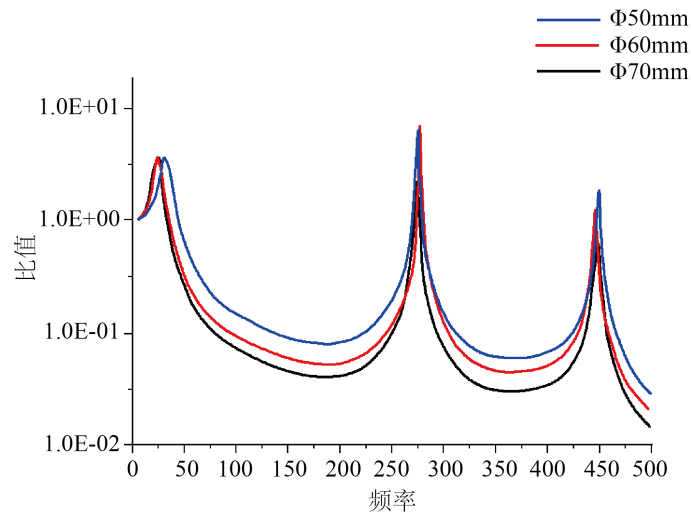


Figure 3. The influence of the diameter of expansion chamber on the acoustic performance

图 3. 扩张室直径对消声性能的影响

图 3 中纵坐标表示安装消声器后噪音衰减的幅度,小于 1 表示有衰减效果,等于 1 表示无衰减,大于 1 表示消声性能恶化,此性能恶化仅表示与安装消声器前所对应频率的噪声水平相比。从图中可以看出随着消声器扩张室直径的增大,其在低频区域的消声效果也越好。此外,不同直径消声器产生性能恶化的频率也基本相同。

### 3.4.2. 消声器长度的影响

从公式(3)中可以看出传递损失  $TL$  与  $\sin(kL)$  有关,由于  $\sin(kL)$  是和频率有关的周期函数,所以传递损失随着频率和扩张室的长度的变化而作周期性变化。

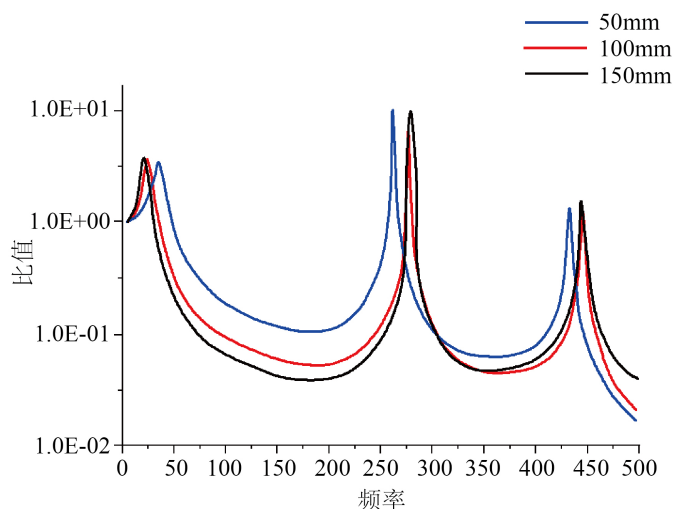
当  $kL = (2n+1)\frac{\pi}{2}$  时,  $\sin^2(kL) = 1$ , 此时传递损失  $TL$  取得最大值:

$$TL_{\max} = 10 \lg \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \right] \quad (4)$$

此时所对应的频率  $f_N = (2n+1)\frac{c}{4L}$ , 扩张室的长度  $L = (2n+1)\frac{\lambda}{4}$ , 即扩张室的长度  $L$  为相应频率  $1/4$  波长的奇数倍。

当  $kL = n\pi$  时,  $\sin^2(kL) = 0$ , 此时传递损失  $TL$  为零, 声波通过扩张室时不产生衰减, 其对应的频率称之为通过频率。在通过频率下, 消声器的长度  $L$  为相应频率  $1/2$  波长的整数倍。使用有限元仿真方法对不同长度消声器的消声性能进行规律研究, 其衰减效果如图 4 所示。

从图 4 中可以看出, 一定范围内随着消声器扩张室长度  $L$  的增大, 其在低频范围内的消声性能越好。而且, 随着长度的增大, 在小于 50 Hz 的恶化频率的峰值向左移动, 在 250 Hz 和 450 Hz 左右的恶化频率的峰值向右移动, 但其峰值的大小基本不会改变。峰值位置的改变并不一定会引起消声性能的恶化, 是否会引起性能恶化还需要结合消声器实际的使用情况来判断。

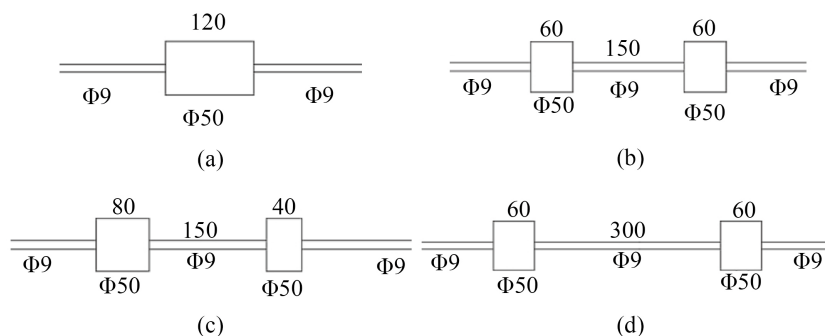


**Figure 4.** The influence of the length of expansion chamber on the acoustic performance

**图 4.** 扩张室长度对消声性能的影响

### 3.4.3. 消声器分割的影响

消声器分割指的是将一个大的扩张室消声器分割为若干个串联起来的小型扩张式消声器，为方便研究此次只分割为两个串联的小型扩张式消声器。首先确定基准式样消声器的扩张室直径、长度和进排气管直径，然后将消声器分割成两个串联的消声器，分割后的扩张室的总体积与基准式样扩张室的体积相同。按照以下方法对消声器进行分割：等长分割、比例分割、等长分割，间距增大，如图 5 所示。



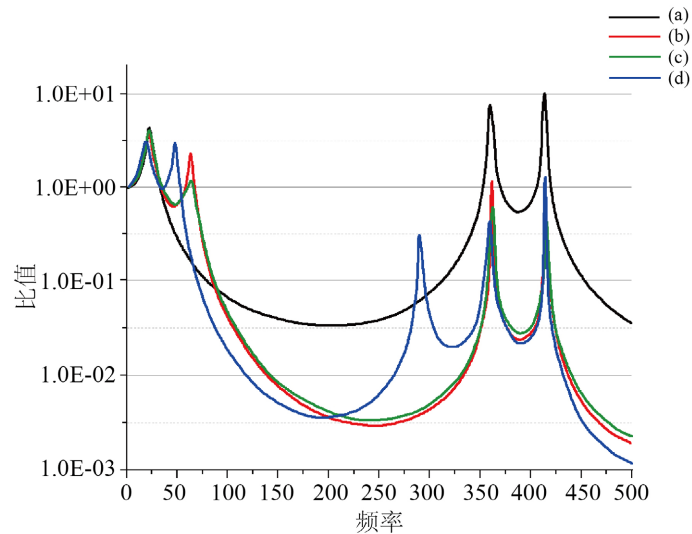
**Figure 5.** Diagram of muffler segmentation: (a) reference pattern; (b) isometric segmentation; (c) proportional segmentation; (d) isometric segmentation, spacing increases

**图 5.** 消声器分割示意图: (a) 基准式样; (b) 等长分割; (c) 比例分割; (d) 等长分割, 间距增大

使用有限元仿真方法对上述基准式样和分割后的式样进行分析，除消声器外，其余仿真所设置的条件、参数均相同，得到的仿真结果如图 6 所示。

从上图中可以看出，增加基准式样的消声器后对 50 Hz~350 Hz 之间的声波有明显衰减作用，但是在 50 Hz 以下和 350 Hz~425 Hz 左右的频率区间内会产生波峰，且峰值均大于 1，所以会使该频率区间内的消声性能恶化。(b)为等长分割式样消声器的仿真结果，其可明显改善 75 Hz~350 Hz 频率区间内的消声性能，但会在 65 Hz 左右的频率上增加一个新的波峰，且峰值大于 1，使低频消声性能变差。此外，还会使 350 Hz~425 Hz 频率区间内的峰值降低至小于 1，在高频范围内的消声性能明显优于基准式样。(c)为比例

分割式样消声器的仿真结果，其与等长分割式样的结果基本相同，但在 65 Hz 附近产生波峰的峰值要略小于等长分割式样。(d)为等长分割，间距增大式样消声器的仿真结果，其在低频范围内新出现的波峰位置将至 50 Hz 左右。但会在 300 Hz 附近再次产生一个新的波峰，使其在高频范围内的消声性能变差。



**Figure 6.** The influence of different segmentation methods on noise reduction performance: (a) reference pattern; (b) isometric segmentation; (c) proportional segmentation; (d) isometric segmentation, spacing increases

**图 6.** 不同分割方式对消声性能的影响: (a) 基准式样; (b) 等长分割; (c) 比例分割; (d) 等长分割，间距增大

#### 4. 结论

本文以扩张式消声器为对象，通过理论推导和有限元仿真研究其结构参数对消声性能的影响规律。经对比分析得出以下结论：

1) 对于单节扩张式消声器，在一定范围内扩张室的直径越大、长度越长，其在低频区域内的消声性能越好。但是单节扩张室消声器会在 250 Hz~300 Hz 之间产生一个波峰，并且改变扩张室的直径和长度只会改变其峰值的位置，不会改变其峰值的大小。

2) 可将一个单节扩张式消声器按照不同的方法分割成若干个串联的消声器，消声器分割小型化之后会在 50 Hz~60 Hz 之间出现一个新的峰值，约 75 Hz 以下消声性能恶化，低频区域消声效果较差。但是通过合理的分割可以明显提高 200 Hz 附近的消声性能，且对高频区域也有一定的消声效果。

#### 参考文献

- [1] 张立军, 靳晓雄, 黄锁成, 等. 汽车空调压缩机引起的车内噪声试验研究[J]. 汽车工程, 2002, 24(5): 398-402.
- [2] 张永军, 罗玉军, 罗建滔, 蒋邹. 压缩机排气管消声器的声学特性研究[J]. 环境技术, 2020, 38(2): 127-131.
- [3] 李延民, 张智慧, 张永. 基于 FLUENT 的某型压力脉动衰减器的流场分析及优化设计[J]. 机床与液压, 2010, 38(11): 86-88.
- [4] 门晓苏, 张卫义, 赵杰, 袁伟. 基于平面波理论的压缩机气流压力脉动分析与试验研究[J]. 流体机械, 2017, 45(12): 1-7+12.
- [5] Done, V., Balide, V. and Tamma, B. (2014) Muffler Design for a Refrigerator Compressor. *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, 2014, Paper 2262.
- [6] 唐景洪, 刘政, 张课微, 洪鑫. 并联消声单元整体消声器性能分析[J]. 中国科技论文, 2022, 17(2): 141-149.

- 
- [7] Selamet, A., Ji, Z.L. and Radavich, P.M. (1998) Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Offset Inlet/Outlet: II. Comparison with Experimental and Computational Studies. *Journal of Sound and Vibration*, **213**, 619-641. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1515>
- [8] Park, J.C., Wang, S.M., *et al.* (2004) Boundary Element Analysis of the Muffler for the Noise Reduction of the Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, 2004, Paper 1678.
- [9] 单长吉. 压力脉动衰减器的数学模型仿真及 CFD 流体解析[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2004.