

管材成形

基于响应面法的锥形消声管液压胀形参数优化

王树强¹, 陈昊雷¹, 乔金梦², 陈 钊¹, 周 游¹

(1. 沈阳化工大学 机械与动力工程学院, 辽宁 沈阳 110142; 2. 蓝星(北京)化工机械有限公司, 北京 100176)

摘要: 锥形消声管的出现提高了扩张室式消声器的空气动力学性能以及声学性能, 该类管件的内曲面具有变截面和连续光滑的特点, 为提高锥形消声管的制造效率, 提出了使用液压胀形工艺生产锥形消声管的方法, 使用该技术可以减小锥形消声管壁厚、降低管件重量, 从而提高车辆的燃油经济性。针对液压胀形工艺, 采用有限元仿真结合响应面优化的方法, 研究了胀形内压力、锥形管锥度与摩擦因数对成形结果的影响。得到最优参数为: 胀形内压力为 42.573 MPa、锥度为 16.89%、摩擦因数为 0.076。采用最优参数进行实验得到了合格的锥形管产品, 验证了液压胀形锥形管的可行性, 证明了运用有限元仿真结合响应面优化方法可对锥形消声管的液压胀形过程进行优化。

关键词: 锥形管; 消声器; 响应面; 液压胀形; 正交实验

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.03.013

中图分类号: TG394

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 03-0083-06

Optimization on hydroforming parameters for tapered muffler tube based on response surface method

Wang Shuqiang¹, Chen HaoLei¹, Qiao Jinmeng², Chen Zhao¹, Zhou You¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, China;

2. Bluestar (Beijing) Chemical Machinery Co., Ltd., Beijing 100176, China)

Abstract: The appearance of tapered muffler tube improves the aerodynamic performance and acoustic performance of expansion chamber muffler, its inner surface has the characteristics of variable section and continuous smoothness. To improve its manufacturing efficiency, the method of producing tapered muffler tube by hydroforming process was proposed, which reduced the wall thickness and the weight of tapered muffler tube to improve the fuel economy for vehicle. Furthermore, for the hydroforming process, the influences of internal pressure of hydroforming, taper of tapered tube and friction factor on the forming were studied by combining the finite element simulation and the response surface optimization method. The optimal parameters are obtained: the internal pressure of hydroforming is 42.573 MPa, the taper is 16.890%, and the friction factor is 0.076. The qualified tapered tube products are obtained by experiments with the optimal parameters, which verifies the feasibility of hydroforming on tapered tubes. It proves that the finite element simulation combined with response surface optimization method can be used in optimization of hydroforming process for tapered muffler tubes.

Key words: tapered tube; muffler; response surface; hydroforming; orthogonal experiment

随着汽车工业技术的发展, 汽车的节能减排变得格外重要^[1-2]。消声管作为汽车发动机噪声消除的重要零件, 其消声性能以及轻量化成为了消声器研究的重要课题^[3]。传统的消声管通常无法保证在满足消声性能的同时降低系统的阻力损失^[4]; 锥形

消声管将消声管扩张腔设计为圆锥曲面, 达到了良好的低频消声性能以及空气动力学性能^[5-6]。

管材液压胀形是变截面薄壁零件的制造技术, 其工艺原理是将预成形管材放入加工好的模具中, 再将高压液体充入管材, 使管材与模具内壁紧密贴合, 同时左、右冲头沿轴向进给, 完成补料^[7-9]。内高压胀形制造的工件具有壁厚均匀、质量小、力学性能优异等优点^[10]。近年来, 国内学者对内高压胀形开展了研究。刘静等^[11]通过 ABAQUS 软件对双层波纹管进行了有限元仿真和实验, 验证了其成形规律。本文以锥形消声管为例, 基于有限元软件对

收稿日期: 2021-02-08; 修订日期: 2021-05-07

基金项目: 辽宁省自然科学基金资助项目 (20170540722)

作者简介: 王树强 (1978-), 男, 博士, 副教授

E-mail: 55965920@qq.com

通信作者: 陈昊雷 (1997-), 男, 硕士研究生

E-mail: 15905275133@163.com

锥形消声管的成形过程进行了模拟分析与优化，并且将仿真结果与实验成果进行了对比和分析，验证了液压胀形锥形消声管的可行性。

1 锥形消声管液压胀形工艺分析

锥形消声管液压胀形原理图如图 1 所示。将不锈钢管坯 3 安装到固定密封冲头 4 上，通过移动密封冲头 1 和固定密封冲头 4 进行定位，管坯与冲头间以 Y 形圈进行密封。移动密封冲头 1 通过液压缸进行驱动，以保证胀形过程中的轴向力。高压液体通过移动密封冲头 1 中心的孔道进入管坯进行胀形，凹模 2 的大径 $D=\Phi 80\text{ mm}$ ，小径 $d=\Phi 60\text{ mm}$ ，锥度为 20% 时锥管部分的长度 $L=100\text{ mm}$ 。本文研究的锥形消声管管坯是直径为 $\Phi 57\text{ mm}$ 、壁厚为 2 mm 的 304 不锈钢管件，管坯的力学参数如表 1 所示，由于锥形消声管的最大直径与锥度和锥管长度 L 有关，故在单因素仿真中研究锥度对锥形消声管成形的影响时分别采用如表 2 所示的 5 种不同长度的管坯。

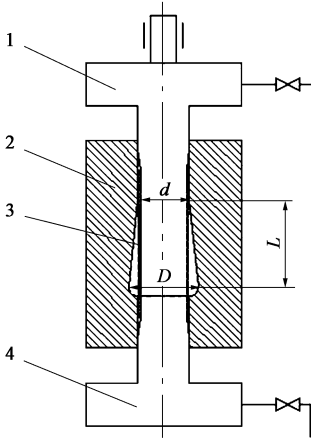


图 1 锥形消声管液压胀形原理图

1. 移动密封冲头 2. 凹模 3. 管坯 4. 固定密封冲头

Fig. 1 Principle diagram of hydroforming for tapered muffler tube

表 1 304 不锈钢的力学性能参数

Table 1 Mechanical property parameters of 304 stainless steel

参数	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa
数值	7930	194020	0.285	205

2 有限元模型的建立

将建立的三维模具几何模型、管坯以及两端冲头以 igs 文件的格式导出，将上述文件导入有限元软件中。

表 2 单因素仿真方案

Table 2 Single factor simulation schemes

组数	锥度/%	胀形内压力/MPa	摩擦因数	锥管长度/mm	管坯长度/mm
1	10	50	0.125	200	270
	15			133	203
	20			100	170
	25			80	150
	30			66	136
2	锥度优选值	30	0.125	170	170
		40			
		50			
		60			
		70			
3	锥度优选值	内压力优选值	0.050	170	170
			0.075		
			0.100		
			0.125		
			0.150		

网格划分作为建立有限元模型的一个重要环节，不同的网格划分方式会对求解器的计算结果以及精度产生很大的影响。由于上、下凹模为曲面，故本文基于有限元软件中针对曲面的工具网格（tool mesh）划分功能，自适应次数为 40 次，最小单元尺寸为 1，最大自适应等级为 4，满足壳单元的计算精度要求。网格划分结果如图 2 所示。

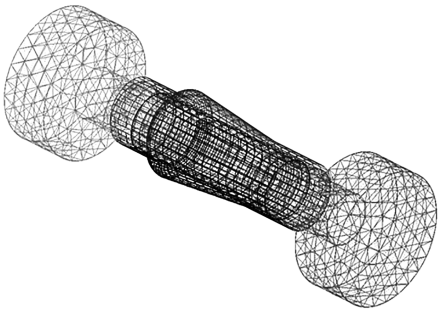


图 2 锥形消声管液压胀形有限元模型

Fig. 2 Finite element model of hydroforming for tapered muffler tube

计算完成后，利用软件的后处理模块对锥形管产品的壁厚、成形极限、应力、应变等进行直观判断，并且提取所需的数据，从而对成形结果进行定量分析。

3 锥形消声管液压胀形响应面模型的设计与分析

3.1 单因素仿真

经过多次的有限元仿真测试，确定了液压胀形

锥形消声管时的锥形消声管锥度、胀形内压力、摩擦因数为影响锥形消声管成型的主要因素。为得到理想的锥形消声管成品，对锥管的几何参数和胀形参数进行优化。根据锥形消声管的壁厚要求，以壁厚最小值不小于 1.4 mm 为目标，设计单因素初选仿真方案，如表 2 所示，仿真时采用图 3 所示的线性加载路径，左、右冲头同时向管坯侧进给。

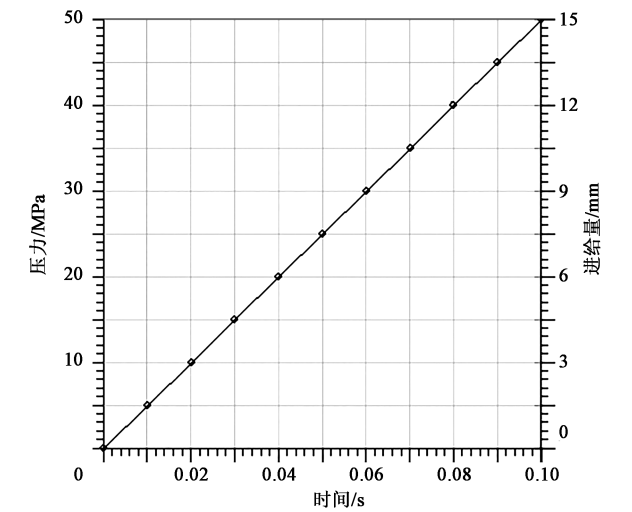


图 3 线性加载路径
Fig. 3 Linear loading path

3.2 正交多因素仿真

通过单因素仿真对胀形内压力、锥形管锥度、摩擦因数进行了初步优选，但仅得到胀形过程中不同的参数对胀形结果中最小壁厚的影响，并不能获得最小壁厚的最优值。因此，利用 Design-Expert 软件，对单因素仿真结果的周边范围值进行多因素正交组合实验。实验的因素水平如表 3 所示。

表 3 多因素正交实验的因素与水平

Table 3 Factors and levels of multi-factor orthogonal experiment

水平	因素		
	A 锥度/%	B 胀形内压力/MPa	C 摩擦因数
-1	15	40	0.075
0	20	50	0.100
1	25	60	0.125

4 仿真结果

4.1 单因素仿真结果

在管坯壁厚、锥度、摩擦因数等边界条件相同时，胀形内压力对锥形消声管壁厚最小值的影响如

图 4 所示，由图 4 可知：胀形内压力小于 40 MPa 时，壁厚最小值存在明显下降趋势；胀形内压力为 40~60 MPa 时，壁厚最小值逐渐增大，当胀形内压力达到 50 MPa 时，壁厚最小值达到峰值，随后逐渐减小；胀形内压力大于 60 MPa 时，壁厚最小值基本稳定。锥度对锥形消声管壁厚最小值的影响如图 5 所示，由图 5 可知：锥度在 10%~15% 时，壁厚最小值有明显的上升趋势；而锥度在 15%~20% 时，壁厚最小值明显下降；当锥度大于 25% 时，由于左、右冲头的进给量一定，导致补料不足，故对壁厚最小值的影响不大。摩擦因数对锥形消声管壁厚最小值的影响如图 6 所示，由图 6 可知：管坯与凹模之间的摩擦力对于成型的影响是消极的，随着

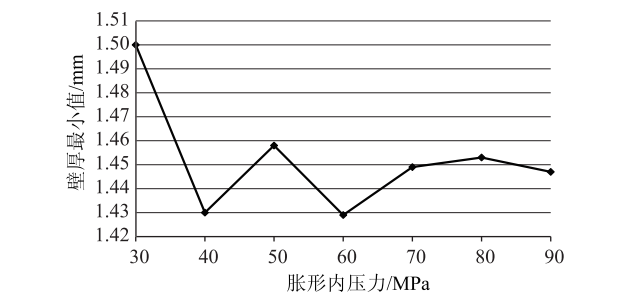


图 4 不同胀形内压力下的锥形消声管壁厚最小值变化
Fig. 4 Change of minimum wall thickness for tapered muffler tube under different internal pressures of hydroforming

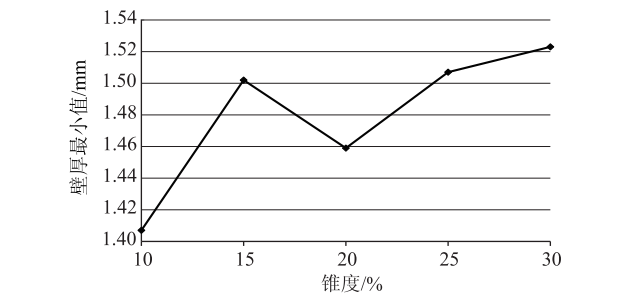


图 5 不同锥度下的锥形消声管壁厚最小值变化
Fig. 5 Change of minimum wall thickness for tapered muffler tube under different tapers

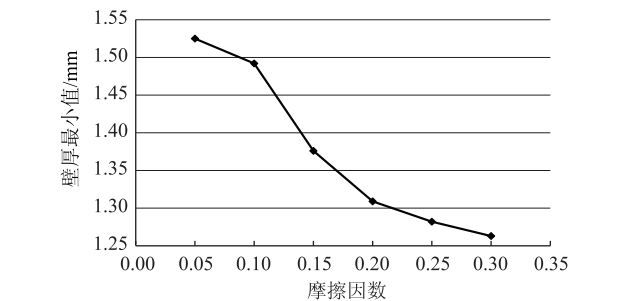


图 6 不同摩擦因数下的锥形消声管壁厚最小值变化
Fig. 6 Change of minimum wall thickness for tapered muffler tube under different friction coefficients

摩擦因数增大,管坯的壁厚最小值不断减小,但在摩擦因数为 0.05~0.10 时,壁厚减薄较为缓慢。故选取胀形内压力为 50 MPa、锥度为 15%、摩擦因数为 0.10 为锥形消声管液压胀形单因素仿真的初步优选值。

4.2 多因素正交实验结果

以各影响因素取值为自变量,以锥形消声管成品壁厚最小值为评价指标,正交实验结果如表 4 所示。

表 4 正交实验结果
Table 4 Results of orthogonal experiment

实验组	A 胀形内压 力/MPa	B 锥度/%	C 摩擦因数	壁厚最小值/ mm
1	40	10	0.10	1.471
2	60	10	0.10	1.450
3	40	20	0.10	1.492
4	60	20	0.10	1.498
5	40	15	0.07	1.550
6	60	15	0.07	1.531
7	40	15	0.12	1.490
8	60	15	0.12	1.520
9	50	10	0.07	1.440
10	50	20	0.07	1.533
11	50	10	0.12	1.407
12	50	20	0.12	1.459
13	50	15	0.10	1.503
14	50	15	0.10	1.503
15	50	15	0.10	1.503
16	50	15	0.10	1.503
17	50	15	0.10	1.503

根据表 4,利用 Design-Expert 软件得到最小壁厚 H 与各设计变量的响应面函数:

$$H = 3.29875 - 0.02585A + 0.05975B - 2.39C - 4AB + 0.049AC - 0.082BC - 0.4A^2 - 0.3B^2 + 1.4C^2 \quad (1)$$

由表 5 可知,回归模型中胀形内压力、锥度、摩擦因数的 P 值(P 值为模型引起的均方和残差的均方之比小于响应面模型临界值的概率)均小于 0.0001,表明上述 3 个因素对锥形消声管液压胀形的最小壁厚的影响显著。回归模型中 AB 的 P 值小于 0.05,表明胀形内压力与锥度在回归模型中的二阶交互影响较显著,即在胀形过程中胀形内压力与锥度的组合是否合适对锥形消声管液压胀形的最小壁厚有较大影响。

根据回归模型分析结果,利用响应面优化软件绘制各因素交互效应的 3D 曲面,如图 7 所示。由图 7a 可知,随着系统摩擦因数和胀形内压力的增大,

表 5 锥形消声管最小壁厚方差分析结果
Table 5 Variance analysis result of minimum wall thickness for tapered muffler tube

方差来源	均方值	自由度	平方和	P 值	显著性
模型	269.56	9	29.95	<0.0001	显著
A	11.52	1	11.52	<0.0001	显著
B	124.03	1	124.03	<0.0001	显著
C	127.20	1	127.20	<0.0001	显著
AB	2.40	1	2.40	0.0274	较显著
AC	1.10	1	1.10	0.1019	不显著
BC	0.25	1	0.25	0.4000	不显著
A^2	1.7	1	1.37	0.0743	不显著
B^2	1.49	1	1.49	0.0649	不显著
C^2	0.10	1	0.10	0.5865	不显著
残差	2.18	7	0.31		
失拟项	1.61	3	0.54		
总和	271.74	16			

锥形消声管的最小壁厚逐渐减小,这是因为:在锥形消声管胀形过程中摩擦因素增大,管材与凹模间的摩擦力增大,材料流动性差、补料困难,因此,最小壁厚减小。当摩擦因数为 0.075、胀形内压力为 40 MPa 时,最小壁厚的最大值为 1.55 mm。如图 7b 所示,随着锥形消声管锥度的减小和胀形内压力的增大,锥形消声管的最小壁厚逐渐减小。当锥度为 15%、胀形内压力为 40 MPa 时,最小壁厚取最大值,为 1.57 mm。如图 7c 所示,随着锥形消声管锥度和摩擦因数的减小,锥形消声管的最小壁厚逐渐减小。当锥度为 15%、摩擦因数为 0.075 时,锥形消声管的最小壁厚取最大值,为 1.53 mm。

5 参数优化与实验结果验证

针对锥形消声管最小壁厚的回归模型,通过 Design-Expert 软件中的优化功能,以锥形消声管产品的最小壁厚最大为条件,求解回归模型。获得的最优参数为:胀形内压力为 42.573 MPa、锥形管锥度为 16.890%、摩擦因数为 0.076。

为了进一步检验优化结果,设计了专门的成形模具以及密封机构。采用最优参数进行胀形实验,并利用 Smacq 数据采集卡对手动液压泵施加的液压力以及四柱液压机提供的轴向载荷进行采集以确保线性加载路径,同时,利用 YD-28 型动态电阻应变仪结合探针法对胀形过程中的拉深力、切向力、正压力和位移进行采集并计算输出摩擦因数。实验装置如图 8 所示,图 9 为胀形后的锥形消声管产品。

为验证优化参数的可靠性,以管坯中点为原点,中点两侧 10 mm 处各标记 1 个测量点,然后每隔

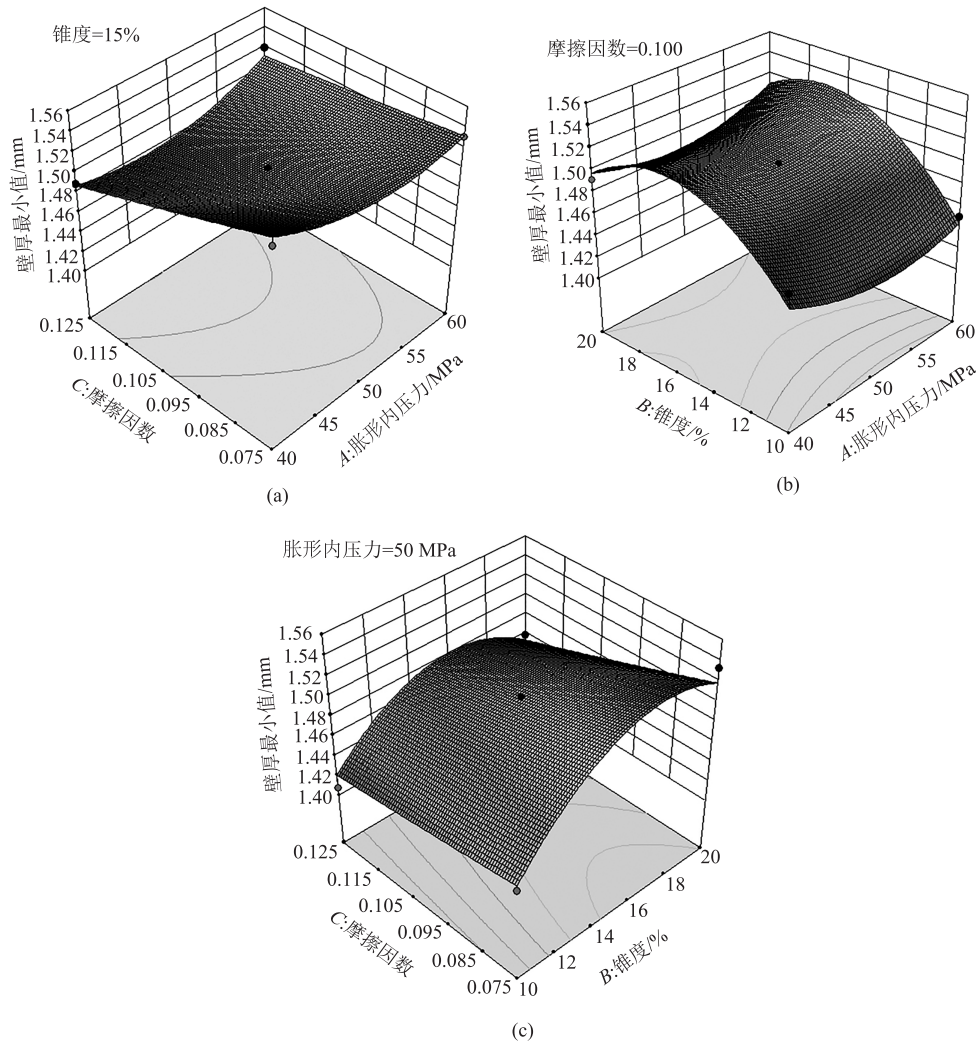


图7 各因素对于壁厚最小值的交互影响的响应面

(a) 胀形内压力与摩擦因数 (b) 胀形内压力和锥度 (c) 锥度和摩擦因数

Fig. 7 Response surfaces for interactive effects of various factors on minimum wall thickness

(a) Internal pressure of hydroforming and friction coefficient (b) Internal pressure of hydroforming and taper (c) Taper and friction coefficient



(a) (b)

图8 胀形实验装置

(a) 胀形控制系统 (b) 液压实验台

Fig. 8 Bulging experiment device

(a) Bulging control system (b) Hydraulic experiment bench



图 9 锥形消声管产品

Fig. 9 Tapered muffler tube product

20 mm 对原管坯进行分割并标记测量点,共取 10 个测量点,并使用 SCH-890 超声波测厚仪测取胀形前后对应点的壁厚。所得到的实验结果与仿真结果对比如图 10 所示,实验得到的锥形消声管成品与软件仿真得到的各个测量点壁厚的变化趋势总体一致,优化结果较好。

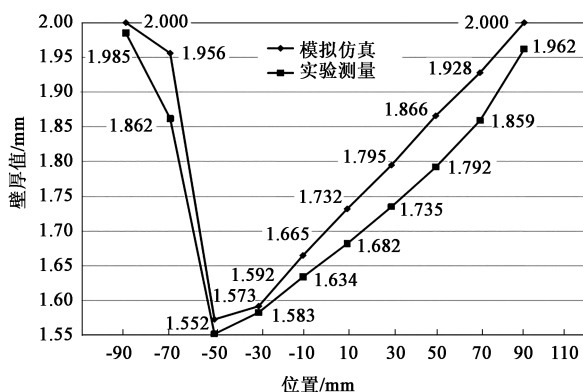


图 10 模拟仿真与实验测量壁厚值对比

Fig. 10 Comparison of wall thickness values between simulation and experiment measurement

6 结语

提出了通过液压胀形生产锥形消声管的新工艺,此工艺可以实现锥形消声管的高效率、低成本的生产。通过有限元软件结合响应面分析软件,分析并优化了锥形消声管成形时的锥度、胀形内压力以及摩擦因数等参数,并通过实验得到了合格的锥形消声管产品,验证了液压胀形锥形消声管的可行性,为实际生产提供了一定的理论依据。

参考文献:

- [1] 林光典. 汽车排气消声器性能研究及设计开发 [D]. 广州: 华南理工大学, 2015.
Lin G D. Performance Research and Design Development of Automobile Exhaust Muffler [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2015.
- [2] 陈应航. 汽车排气消声器传递损失分析和优化 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.
Chen Y H. Transmission Loss Analysis and Optimization of Automobile Exhaust Muffler [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2015.
- [3] 张坤. 汽车排气消音器的声学特性仿真及其改进研究 [D]. 洛阳: 河南科技大学, 2014.
Zhang K. Simulation and Improvement of Acoustic Characteristics of Automobile Exhaust Muffler [D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2014.
- [4] 刘蛟龙. 汽车排气消声器性能的实验与仿真研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2014.
Liu J L. Experimental and Simulation Study on Performance of Automobile Exhaust Muffler [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2014.
- [5] 司斌, 陈剑, 李家柱. 锥管结构消声性能的有限元分析 [J]. 噪声与振动控制, 2014, 34 (5): 214-218.
Si B, Chen J, Li J Z. Finite element analysis of noise attenuation performance of conical tube structures [J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34 (5): 214-218.
- [6] 黄泽好, 袁光亮, 谭章麒, 等. 内插锥管扩张室消声器消声性能的仿真分析 [J]. 制造业自动化, 2015, 37 (19): 58-60, 64.
Huang Z H, Yuan G L, Tan Z Q, et al. Simulation analysis of noise attenuation performance of an internal cone tube expansion chamber muffler [J]. Manufacturing Automation, 2015, 37 (19): 58-60, 64.
- [7] Amir Ashrafi, Khalil Khalili. Study of the hydraulic bulge test in T-shape hydroforming die [J]. Procedia Technology, 2015, 19: 70-76.
- [8] Yang L F, Zhao Q W. Forming limit diagrams for tubes with non-uniform thickness in hydro-bulging [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, 103 (1-4): 901-911.
- [9] Cui X L, Wang X S, Yuan S J. Further assessment of the plastic instability of thin-walled tubes in double-sided hydro-bulging process with verification experiments [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2019, 233 (3): 776-786.
- [10] 王宇. 消音管内高压成形数值模拟与工艺研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2015.
Wang Y. Numerical Simulation and Process Research on Hydro-forming of Silencing Tube [D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2015.
- [11] 刘静, 王有龙, 李兰云, 等. 工艺参数对双层 304 不锈钢波纹管液压胀形的影响 [J]. 塑性工程学报, 2017, 24 (4): 11-20.
Liu J, Wang Y L, Li L Y, et al. Effect of process parameters on hydraulic bulging of double-layer 304 stainless steel bellows [J]. Journal of Plastic Engineering, 2017, 24 (4): 11-20.