

低压舱舱内噪声分析与实验研究

顾昭¹ 卢行行^{2*} 卢剑锋² 周清²

(1. 中国人民解放军空军特色医学中心 北京 100142; 2. 贵州大学 机械工程学院 贵阳 550025)

Analysis and Experimental Study of Cabin Noise in Low-Pressure Cabin

GU Zhao¹, LU Hanghang^{2*}, LU Jianfeng², ZHOU Qing²

(1. Chinese People's Liberation Army Air Force Characteristic Medical Center, Beijing 100142, China;

2. School of Mechanical Engineering, Guizhou University, Guiyang 550025, China)

Abstract In order to explore the key factors affecting cabin noise, orthogonal experiments were designed to analyze the cabin noise level under the combination of fresh air volume and pressure at different levels. The depressurization process of the low-pressure chamber was simulated by fluent, and it was found that the fresh air volume was the key factor affecting the noise in the low-pressure chamber. The results show that the frequency range of cabin noise is mainly concentrated in the range of 20 Hz ~ 500 Hz, and the experimental results are compared with the simulation results, and the results tend to be consistent, which verifies the reliability of the simulation method and provides a reference for reducing the cabin noise and optimizing the cabin environment.

Keywords Low-pressure chamber, Aerodynamic noise, Fluent

摘要 低压舱舱内噪声对舱内人员的身心健康有很大影响,国内部分低压舱在降压时噪声超过 65 dB,为探讨影响舱内噪声的关键因素,设计正交实验分析新风量和压力两个因素在不同水平组合下舱内噪声水平。使用 fluent 对低压舱降压过程进行仿真模拟,得到新风量大小是影响低压舱舱内噪声大小的关键因素。对舱内噪声进行采集分析,结果显示舱内噪声频率范围主要集中在 20 Hz ~ 500 Hz 内,将实验结果和仿真结果相比较,结果趋于一致,验证了仿真方法的可靠性,为降低舱内噪声,优化舱内环境提供参考。

关键词 低压舱 气动噪声 Fluent

中图分类号: P733.22; TM937.4; TM734

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202401018

低压舱是一种高原气压环境模拟舱^[1],主要用于研究高原上生活的人其人体机理反应和人体抵抗力,以达到治疗高原病、缺氧性脑损伤以及训练在该环境下特殊人员的正常活动能力。对于低压舱而言,噪声过大会对舱内人员的健康产生负面影响,长期处于高噪音环境中会产生耳鸣、听力下降、头痛、失眠等症状,还可能对心血管系统、消化系统、视觉系统等产生不良影响,导致疲劳、焦虑、抑郁等情绪问题^[2]。低压舱在只有空调工作时噪声应小于 60 dB,在换气时噪声应小于 65 dB^[3]。在整个低压舱系统中,其噪声主要有机组工作噪声、真空泵、水泵、结构振动噪声等机械噪声以及低压舱在降压和复压过程中的气体动力噪声,对于封闭的舱体而言,

舱体和真空泵、水泵等外部机械噪声已经对其实现较好的隔绝,因此这类噪声对于舱内噪声影响可忽略不计,不会影响舱内环境舒适性,而低压舱在降压以及复压过程中,气体在循环过程中一定会经过舱体^[4],该噪声为影响低压舱舱内噪声的关键因素。

国内外关于低压舱舱内噪声的研究较少,文献[5]针对高原医学基础研究设备不足的问题,研制出一种满足小型动物低气压实验要求的小型、低成本动物低压舱。文献[6]中新加坡空军用低压舱评估空勤人员在军事空勤职业中的适应性,得出较低体重和 BMI 的申请人更有可能在环境气压变化中出现耳廓气压伤的结论。文献[7]研究以色列空军在低压舱训练期间不同不良反应的风险,并将其

与其他训练设施进行比较, 提出低压舱模拟高度最大上升速率为 914 m/min, 以及设定最大海拔高度为 7620 m。

为探究低压舱在降压过程中新风量以及压力对舱内噪声的影响, 利用正交实验法采用 CFD 数值模拟仿真低压舱降压过程, 探究影响舱内噪声大小的主要因素。设计基于 LABVIEW^[8] 的噪声数据采集系统, 使用该系统采集舱内噪声, 将实验结果与仿真结果进行比较, 验证仿真结果的准确性。

1 低压舱舱内噪声 CFD 数值模拟计算

低压舱舱体为一个密闭空间, 舱体分为主舱和副舱, 分别连接一根进气管和一根排气管, 进气管通往外面, 为舱内提供新鲜空气, 保证舱内工作人员安全; 抽气管和真空泵相连, 通过变频器调节抽气速度, 当抽气量高于进气量时, 舱内压力降低, 当抽气量和进气量达到平衡时, 舱内压力达到平衡, 如图 1 所示。利用 fluent^[9] 模拟低压舱降压过程, 设计正交实验^[10], 研究压力以及新风量对舱内噪声的影响, 通过使用合适的正交表, 可以针对这两个因素选取合适的水平进行排列组合, 得出多次实验的方案, 从而得到不同因素在不同水平下组合对应的噪声水平, 确定影响低压舱舱内噪声的主要因素。

当低压舱在模拟海拔上升过程中高度低于 10000 m 时^[1], 根据公式:

$$p = 101325 \times \left(1 - 2.25577 \times 10^{-5} \times \frac{6356766 \times H}{6356766 + H} \right)^{5.25588} \quad (1)$$

式中: H 为模拟海拔高度; p 为压力。

计算出当高度分别为 2500 m、4500 m、6500 m 时对应压力为别 74.7 kPa、57.7 kPa、44.2 kPa, 分别取压力为 74.7 kPa、57.7 kPa、44.2 kPa 作为三个水平, 新风量分别取 60 kg/h、90 kg/h、120 kg/h 作为三个水平, 确定 9 组实验方案如表 1 所示。

1.1 低压舱模型建立

根据低压舱实物建立 1:1 三维模型, 长 5 m, 宽 2.6 m, 高 2.8 m, 舱内有试验台以及饲养柜, 实物以及建立的三维模型如图, 实验台尺寸为 1.5 m × 0.75 m × 0.8 m, 饲养柜尺寸为 3 m × 0.75 m × 1.8 m。舱的进气口以及排气口简化为直径为 0.3 m 的圆, 分别分布在舱的左上角以及右下角, 舱内试验台、饲养柜以及其简化模型如图 2 和图 3 所示。

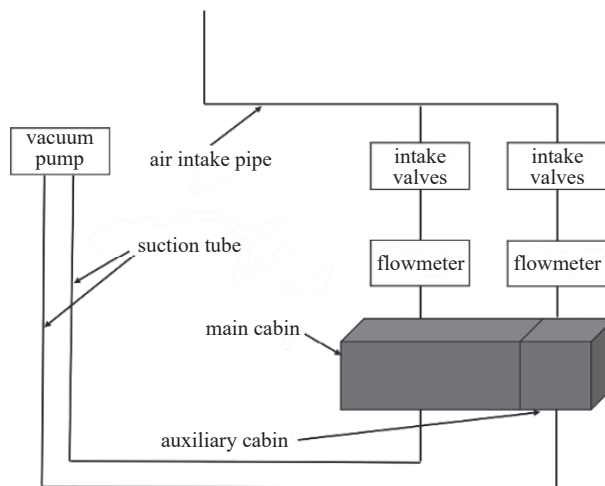


图1 低压舱系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of a low-pressure chamber system

表 1 正交实验表

Tab. 1 Orthogonal experiment table

实验方案	压力/kpa	新风量/ kg/h
1	74.7	60
2	74.7	90
3	74.7	120
4	57.7	60
5	57.7	90
6	57.7	120
7	44.2	60
8	44.2	90
9	44.2	120



图2 舱内实验台和饲养柜

Fig. 2 Cabin laboratory bench and vivarium

1.2 网格划分

对该模型采用混合式网格划分方法并进行细致的网格处理, 网格总数为 588096 个, 最大网格尺寸为 41 mm; 针对进气口和排气口, 对其进行网格加密处理, 加密网格最大尺寸为 6 mm; 对流体和固体交界处设置边界层, 最外层尺寸为 1 mm。网格划分结果和精细化处理如图 4 所示, 可以在保证网

格质量的同时,同时提高计算效率,为后续的模拟和分析提供可靠的基础。

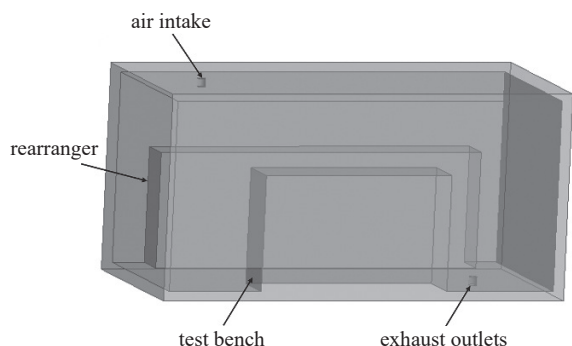


图3 低压舱简化模型

Fig. 3 Simplified model of a low-pressure chamber

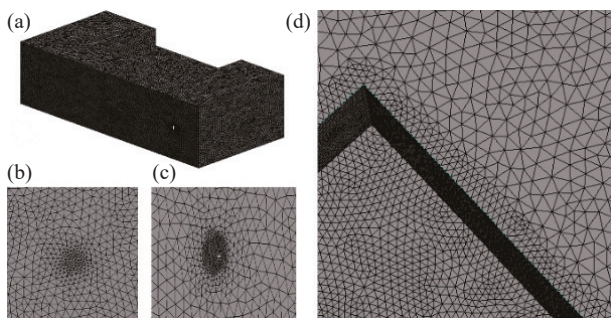


图4 网格划分细节。(a)整体网格图,(b)(c)(d)分别为进气、排气、饲养柜网格加密

Fig. 4 Grid partitioning details. (a) Complete Grid Diagram, (b) (c) (d) Grid refinement for air intake, exhaust, and breeding cabinets

1.3 网格无关性验证

根据表2中的数据,可以看出随着网格数量的增加,数值模拟结果也一直在持续变化,但当网格数量增加到588096个时,数值模拟结果的变化趋势相对缓和,增加更多的网格对计算结果影响较小,因此,综合考虑后,在该模拟中选择588096个网格数量进行计算,网格计算结果如表2。

表2 网格计算结果

Tab. 2 Grid computing results

网格数量(个)	声压级(dB)	计算时长(h)
324869	75.2	1.4
443580	73.2	1.8
588096	72.5	2.3
705238	71.9	3.5

1.4 低压舱噪声源种类

根据流体连续性方程对时间微分和动量方程

求散度间的变换,再做合并运算可得到莱特希尔^[11]方程,具体如式(2)所示:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial y_j} \quad (2)$$

等式左边第一项表示密度扰动随时间的二阶偏导数; ρ' 为密度扰动; t 为时间; c_0 为声波在介质中的传播速度; $\nabla^2 \rho'$ 为密度扰动的拉普拉斯算子;等式右边表示应力张量的二阶横向导数; T_{ij} 为应力张量; y_i 为空间坐标。由于该方程无法完全解释固体边界发生问题,柯尔、福茨威廉与霍金斯等在Lighthill方程的基础上进行修正,最终得到Ffowkes Williams-Hawkings方程,具体如式(3)所示:

$$c \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial^2}{\partial x_i} [(p_i \delta_{ij} - \tau_{ij})] + \frac{\partial f}{\partial x_{ij}} \delta(f) + \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_0 u_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right] \quad (3)$$

式中 ρ_0 为密度的平均值; f 为速度随坐标变化的函数。在FW-H方程中,等式右边三项依次为四级子声源、偶极子声源、单级子声源,四级子声源只存在于运动固体表面,而在低压舱内进入气体以及排气时,舱内表面可视为刚性,体积脉动量几乎为零,所以单级子声源项积分可忽略不计,该方程右边第一项和第三项为零,则适合低压舱流场模拟的FW-H方程为,具体如式(4)所示:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2} = - \frac{\partial^2}{\partial x_i} [(p_i \delta_{ij} - \tau_{ij})] \frac{\partial f}{\partial x_{ij}} \delta(f) \quad (4)$$

该方程描述了在低压舱内表面气流和壁面相互作用形成的声源类型为偶极子声源。当流体作用于物体表面时(此处以圆柱为例)产生的压力变化形成偶极子声源如图5所示,偶极子声源所辐射的声功率与气体流速的六次方成正比,关系式如(5)所示:

$$W_D \propto \frac{S p U^6}{c^3} \propto S p U^3 M^3 \quad (5)$$

式中 S 为气流横截面积; U 为平均流速; C 为声速; M 为马赫数。

1.5 结果分析

计算模型为Standard $k-\epsilon$ model,除进气口和出气口处都为无滑移壁面边界,进气口质量流量分别为60 kg/h、90 kg/h、120 kg/h,出气口质量流量分别为66 kg/h、99 kg/h、132 kg/h,按照表1中9组实验方案进行模拟计算,当舱内压力降到目标压力时结束模拟。取平面 $Z = 1.2$ m处,舱内噪声分布平面云

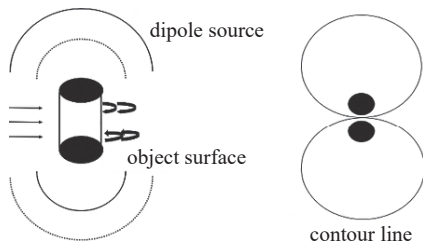


图5 偶极子噪声源

Fig. 5 Dipole noise sources

图如图 6-图 8 所示, 舱内噪声主要集中在进气口及出气口处, 说明进气口和出气口是低压舱内噪声主要产生的位置, 在新风量小时, 舱内噪声满足要求, 但当新风量达到 120 kg/h 时, 舱内声压级高达 73.7 dB。因此, 在低压舱的设计和运行过程中, 需要关注进气口和出气口的结构设计和优化, 以降低噪声产生的程度; 同时, 也需要考虑进出气口的位置和数量是否适当, 是否需要采取一些降噪措施。

实验方案 4-9 结果云图省略, 实验结果如表 3 所示, 对以上正交实验结果分析, 方差分析如表 4 所示。

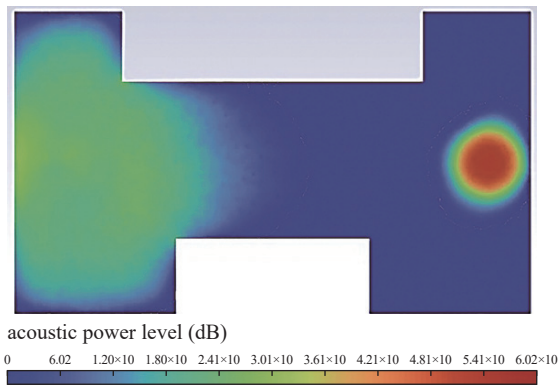


图6 实验方案 1 舱内噪声源分布云图

Fig. 6 Protocol: 1: Distribution of noise sources in the cabin

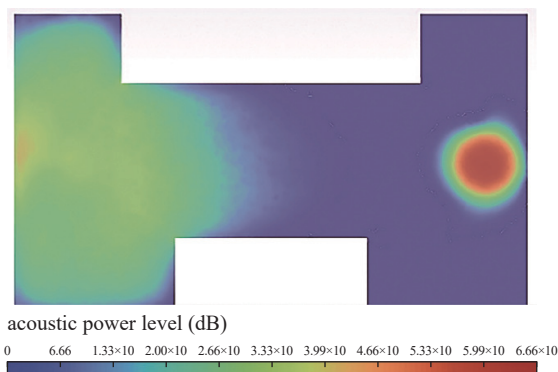


图7 实验方案 2 舱内噪声源分布云图

Fig. 7 Protocol: 2: Cabin noise source distribution map

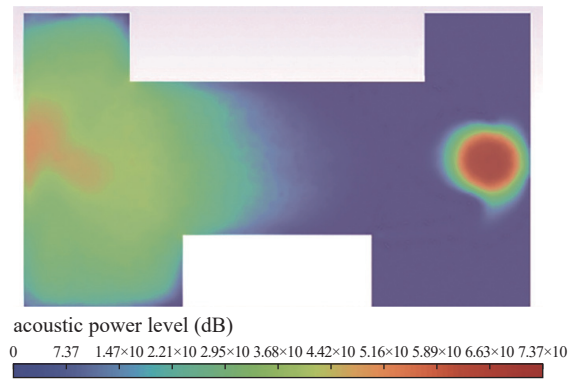


图8 实验方案 3 舱内噪声源分布云图

Fig. 8 Protocol: 3: Distribution of noise sources in the cabin

表 3 实验结果

Tab. 3 Experimental results

实验方案	模拟结果/dB
1	60.2
2	66.6
3	73.7
4	57.9
5	63.7
6	72.5
7	56.2
8	62.0
9	71.1

表 4 数值模拟结果方差分析表

Tab. 4 Analysis of variance of numerical simulation results

方差来源	压力/ kPa	新风量/ (kg/h)	空白
离差平方和	21.04889	310.889	0.66889
自由度	2	2	2
均方	10.52445	155.4445	0.334445
F 值	31.46838	464.7834	—
P 值	0.030799	0.002147	—

图 9 为低压舱进气口处速度矢量截面图, 由于速度梯度、不匀流、湍流等原因使边界层不稳定, 从而产生涡流^[12], 其中流体的速度和压力的变化, 形成复杂的涡旋结构(如图中虚线框中所示), 由于分离和聚焦现象的存在, 气体会受到较大的扰动, 这些涡旋会引起气体的压力变化、震荡以及涡旋之间的相互作用, 最终形成气动噪声^[13]。此外, 涡流会对低压舱内部结构和表面产生较大的冲击力和摩擦力, 也会引起振动和辐射噪声。

针对涡流现象和舱内噪声分布问题, 可以采取

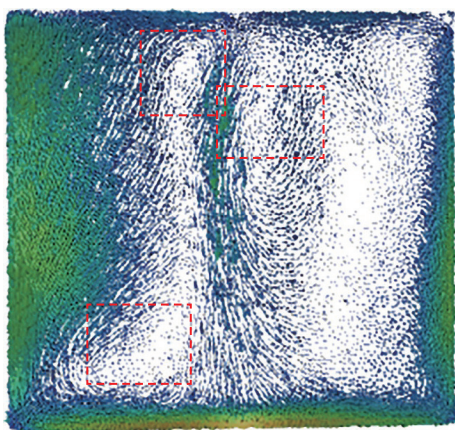


图9 气体涡流

Fig. 9 Gas vortex

一系列措施进行改善。例如,在流场设计中合理设计进气口和出气口的形状和方向,避免形成强烈的旋转气流,同时,在气体进出口处设置流速限制措施,限制气体流速过大,进一步减少涡流的出现。

2 舱内噪声测试

采用基于 LABVIEW 的噪声采集系统采集舱内噪声,该系统包括数据采集模块、数据处理模块、数据储存模块。由传声器、前置放大器、USB-6008 数据采集卡、AW6012 恒流电源以及 PC 端组成,当声波作用到传声器上产生压变信号,压变信号经前置放大器放大由 BNC 输出端输出,在送入 USB-6008 数据采集卡,传入的模拟电压信号经 A/D 数模转换成数字信号,通过 USB 接口传入 PC 端软件中。

根据正交试验表使用该噪声采集系统对低压舱内噪声进行采集,为避免气流直接吹入传声器对实验造成误差,所以将其背对进风口,如图 10 所示。

在测得舱在降压过程中噪声数据后,利用等效连续 A 计权噪声级来衡量舱内噪声大小。一般来



图10 检测低压舱内噪声

Fig. 10 Detection of low-pressure cabin noise

说,等效连续 A 计权噪声级值越小,舱内噪声水平就越低,舱内环境也就越安静。在实际测量中,先将噪声信号转换为 A 计权声压级,再对 A 计权声压级进行等效连续化处理,得出等效连续 A 计权噪声级^[14]。通过测量得到的等效连续 A 计权噪声级指标,可以对舱内噪声进行定量评估,从而为舱内噪声控制提供科学依据。等效连续 A 计权噪声级计算公式如下:

$$L_{Aep} = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \int_0^T 10^{\frac{L_{PA}(t)}{10}} dt \right) \quad (6)$$

式中: T 为一个时间段; $L_{PA}(t)$ 为 t 时刻的 A 计权声压级。

通过上述计算,可以将测得的舱内噪声数据转化为等效连续 A 计权噪声级,从而对噪声进行定量评估和控制。具体来说,等效连续 A 计权噪声级的计算方法是将原始噪声信号经过 A 加权和时间平均处理后得到的噪声级别,其中, A 加权的作用是考虑人耳对不同频率声音的敏感度,并将高频声音的能量降低,以更好地反映实际的听觉响应,时间平均则是为了平滑噪声数据,使得噪声级别更具参考性。

取 T 为 60 s, 原始 A 计权声压级如图 11~图 13 所示。

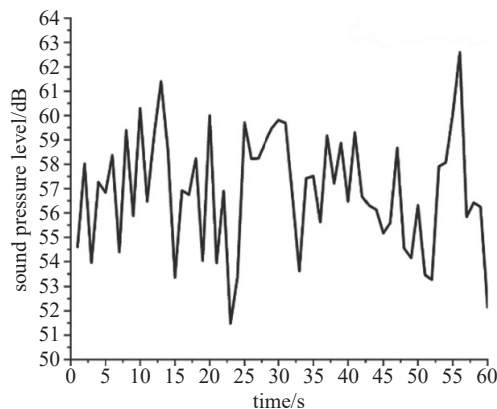


图11 实验方案 1 A 计权声压级结果

Fig. 11 A-weighted sound pressure level results of experimental scheme 1

实验方案 4~9 结果图省略,通过上述实验结果算出等效连续 A 计权噪声级如表 5。

根据实验结果得出正交实验方差分析如表 6 所示。

将测试结果和仿真结果比较,如图 14,图中黑

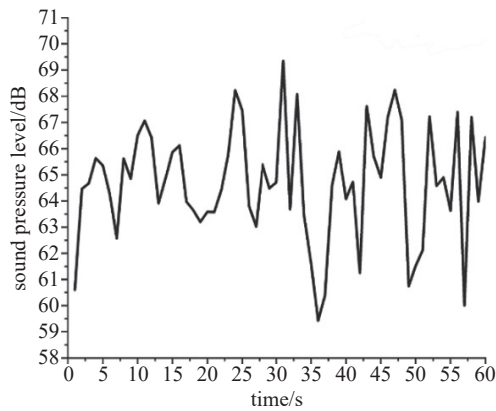


图12 实验方案 2 A 计权声压级结果

Fig. 12 A-weighted sound pressure level results of experimental scheme 2

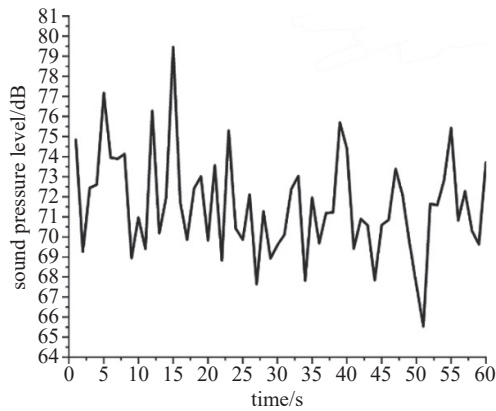


图13 实验方案 3 A 计权声压级结果

Fig. 13 A-weighted sound pressure level results of experimental scheme 3

表 5 等效连续 A 计权噪声级结果

Tab. 5 Results of the equivalent continuous A-weighted noise level

编号	实验结果/dB
1	57.52
2	65.14
3	72.27
4	56.68
5	64.38
6	71.05
7	55.40
8	62.21
9	70.85

色线条为实验测试结果,红色线条为仿真结果。实验结果和仿真结果总体趋于一致,最大误差为 2.68 dB,出现在第一组实验中,误差可能是该噪声为中低频噪声,由于该采集设备存在于低频噪声环境噪声中

表 6 方差分析表

Tab. 6 ANOVA table

方差来源	压力/kPa	新风量/kg/h	空白
离差平方和	7.015	331.086	0.61
自由度	2	2	2
均值	3.507	165.543	0.309
<i>F</i> 值	11.336	535.026	—
<i>P</i> 值	0.081062	0.001866	—

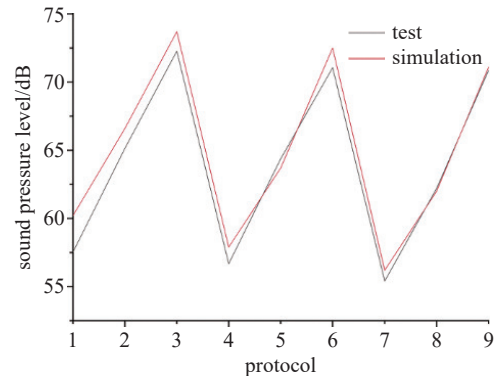


图14 结果对比

Fig. 14 Comparison of results

会造成基线偏移现象^[15],使测量结果产生误差。

用该设备测得舱内噪声频谱如图 15 所示,幅值较高的频率范围为 20 Hz ~ 500 Hz,证明了低压舱内气动噪声主要为中低频噪声,中低频噪声对人耳的危害比高频噪声更明显,长时间处于高强度的中低频噪声环境中会导致听力下降或者听力损失,还会导致注意力低下,影响心血管及内分泌系统。

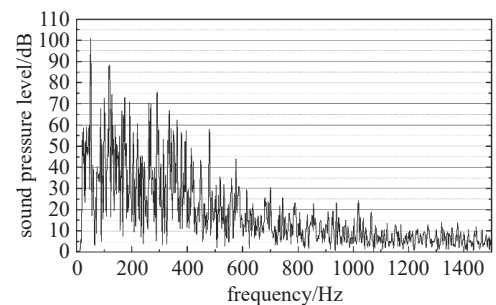


图15 噪声频谱

Fig. 15 Noise spectrum

3 实验结果分析

通过对以上基于测试结果以及方差分析,压力对应 *p* 值为 0.081062,压力对舱内噪声影响较小;新风量对应的 *p* 值为 0.001866,新风量对于舱内噪声影响较为显著,图 16、17 从上至下依次为:新风量

分别 60 kg/h、90 kg/h、120 kg/h 时不同压力下实验结果和仿真结果噪声等级; 压力分别为 74.7 kPa、57.7 kPa、44.2 kPa 时不同新风量下实验结果和仿真结果声压等级。

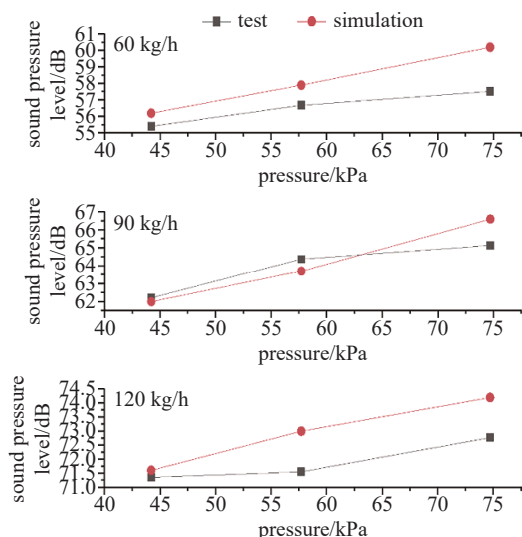


图16 在相同新风量不同压力时其和噪声对应关系

Fig. 16 Correspondence between the same fresh air volume and noise at different pressures

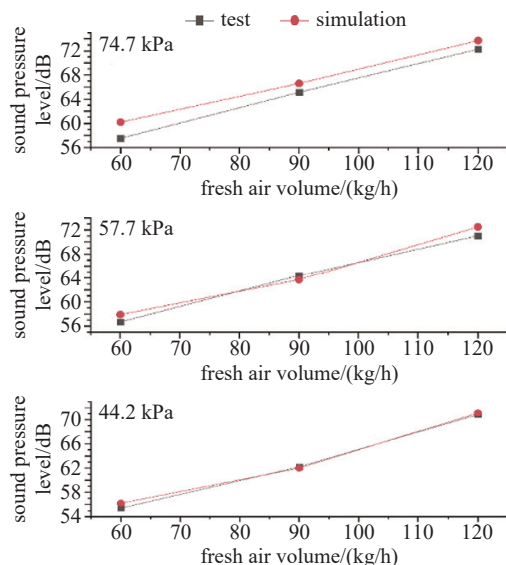


图17 在相同压力不同新风量时其和噪声对应关系

Fig. 17 Correspondence between the same pressure and different fresh air volumes

舱内噪声主要为中低频噪声, 中低频噪声对人的危害高于高频噪声^[16], 优化舱内噪声环境可从以下方面考虑: 通过优化进气口和出气口几何形状、尺寸和位置等参数, 使其达到较优的设计效果, 减少气动噪声产生; 在进气口和出气口处增设隔音材

料、加消音器等措施, 减少噪声传播; 通过优化舱内空气流动的方向和速度, 或增设流场调节器, 使气流分布均匀, 减少涡流产生, 进而控制舱内噪声水平。

4 结论

设计了基于 LABVIEW 的噪声数据采集系统, 用该系统对低压舱舱内噪声采集分析, 通过 fluent 模拟低压舱降压过程, 得出以下结论:

(1) 影响低压舱内噪声的主要因素为新风量, 为使在换气时舱内噪声不超过 60 dB, 在压力为 74.7 kPa 时, 新风量应小于 82.5 kg/h; 在压力为 57.7 kPa 时, 新风量应小于 98.6 kg/h; 在压力为 47.7 kPa 时, 新风量应小于 101.4 kg/h。

(2) 通过实验分析, 低压舱舱内噪声幅值较高频率范围为 20 Hz ~ 500 Hz, 主要为中低频噪声。

(3) 噪声主要集中在低压舱进气口及出气口处, 并伴随涡流出现, 控制涡流产生有助于降低舱内噪声, 优化舱内环境。

参考文献

- [1] Yang X W, Lu J F, Li Y T, et al. PLC-based low-pressure chamber control system[J]. Modern Machinery, 2016(1): 69-72 (杨肖委, 卢剑锋, 李宜汀, 等. 基于 PLC 的低压舱控制系统 [J]. 现代机械, 2016(1): 69-72(in Chinese))
- [2] Dong X S. Research on the impact and prediction of social health and physical activity on the physical and mental health of the elderly[D]. Shandong University, 2023 (董晓升. 社会健康、体力活动对老年人身心健康的影响及预测研究 [D]. 山东大学, 2023(in Chinese))
- [3] Huang J. Measurement and analysis of therapeutic noise in hyperbaric oxygen chamber[J]. China Medical Equipment, 2013, 10(5): 31-33 (黄杰. 高压氧舱治疗噪声的测量与分析 [J]. 中国医学装备, 2013, 10(5): 31-33(in Chinese))
- [4] Xiao H F. Research on acoustic design and cabin noise control of ship ventilation system[D]. Marine Engineering of Wuhan University of Technology, 2018 (肖鸿飞. 船舶通风系统声学设计及舱室噪声控制研究 [D]. 武汉理工大学轮机工程, 2018(in Chinese))
- [5] Yin D C, Wang G Y, Yu L H, et al. Development of a special low-pressure chamber for small animals[J]. Medical and Health Equipment, 2023, 44(5): 109-112 (殷东辰, 王桂友, 于立华, 等. 一种小型动物专用低压舱的研制 [J]. 医疗卫生装备, 2023, 44(5): 109-112(in Chinese))

- nese))
- [6] Idan N, Oded B. Mitigating risks of altitude chamber training[J]. *Aerospace medicine and human performance*, 2022, 93(11): 811–815
- [7] Ang T, Tan D, Goh B, et al. Functional assessment of military aircrew applicants in a hypobaric chamber[J]. *Occupational medicine (Oxford, England)*, 2022, 72(7): 452–455
- [8] Yu D F, Pu H J, Wang H W, et al. Design of absolute angular displacement time grid measurement system[J]. *Journal of Chongqing University of Technology*, 2023, 37(13): 153–160 (余定峰, 蒲红吉, 王合文, 等. 绝对式角位移时栅测量系统设计 [J]. 重庆理工大学学报, 2023, 37(13): 153–160(in Chinese))
- [9] Zeng F, Wang Z, Ge J Z, et al. Numerical study on aerodynamic noise of air inlet of dust removal system in tobacco factory[J]. *Journal of Chongqing University of Technology*, 2023, 37(13): 315–323 (曾飞, 汪舟, 葛久志, 等. 烟厂除尘系统进气口气动噪声数值研究 [J]. 重庆理工大学学报, 2023, 37(13): 315–323(in Chinese))
- [10] Xiao J K, Xia Z W, Lu X L. Orthogonal experiment on influencing factors of engine exhaust noise[J]. *Laboratory Research and Exploration*, 2014, 33(4): 29–32 (肖建昆, 夏兆旺, 卢仙兰. 发动机排气噪声影响因素正交实验 [J]. 实验室研究与探索, 2014, 33(4): 29–32(in Chinese))
- [11] Yang X Q, Yang A M, Sun G. An efficient numerical calculation method for RANS equations of a strongly coupled Spalart-Allmaras turbulence model[J]. 2013 (杨小权, 杨爱明, 孙刚. 一种强耦合 Spalart-Allmaras 湍流模型型的 RANS 方程的高效数值计算方法 [J]. 2013(in Chinese))
- [12] Zhao L J, Liu J H, Wang X L. Study on the effect of biomimetic composite structure on cooling fan performance and noise[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2023, 40(6): 1315–1323 (赵立杰, 刘佳辉, 王新玲. 仿生复合结构对冷却风扇性能与噪声影响研究 [J]. 应用力学学报, 2023, 40(6): 1315–1323(in Chinese))
- [13] Zhu M T, Tang J, Li N, et al. Noise reduction of vehicle cooling fan using orthogonal test and RSM[J]. *Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition)*, 2022, 36(4): 9–18 (朱茂桃, 唐杰, 李娜, 等. 采用正交试验与 RSM 的车辆冷却风扇降噪研究 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2022, 36(4): 9–18(in Chinese))
- [14] Sun D, Liu Z Y, Bao X H, et al. Electromagnetic noise optimization of radial chute rotor submersible motor[J]. *Electrical Machines & Control Applications*, 2023, 50(4): 39–42, 48 (孙东, 刘志远, 鲍晓华, 等. 径向斜槽转子潜水电机电磁噪声优化 [J]. 电机与控制应用, 2023, 50(4): 39–42, 48(in Chinese))
- [15] Wu J D, Li K. Analysis and application exploration of oil-field logging technology[J]. 2023 (武建东, 李凯. 油田测井技术的分析与应用探索 [J]. 2023(in Chinese))
- [16] Xu Z M, Lai S Y, Guo Q, et al. Simulation analysis of medium and high frequency noise in automobiles[J]. *Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition)*, 2017, 31(6): 1–7 (徐中明, 赖诗洋, 郭庆, 等. 汽车车内中高频噪声模拟仿真分析 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2017, 31(6): 1–7(in Chinese))