

重型燃气轮机进气系统性能研究

郭旭晓¹, 马胜远², 贺志荣¹, 季振林¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨电气股份有限公司, 黑龙江 哈尔滨 150028)

摘要:针对某款重型燃气轮机进气系统辐射噪声超标问题,采用声学有限元法和计算流体力学方法对系统部件进行声学 and 流场计算,得出插入损失和压力损失,并与进气系统指标要求进行比较发现,进气系统噪声指标与限值余量较小,且压力损失远低于限值。在分析的基础上,选取片式消声器为研究对象,研究不同结构参数和形式对进气系统声学性能和空气动力学性能的影响。结果表明:片式消声器的厚度和数量对进气系统性能有明显的影响,当增加片式消声器厚度和数量时,压力损失略有增加,插入损失增大,进气口声压级减小;通过添加侧支共振器,进气口总声压级降低了3.1 dB(A),可以有效增大进气系统低频插入损失。

关键词:重型燃气轮机;进气系统;插入损失;压力损失;片式消声器

中图分类号:TK402

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.11.006

[引用本文格式]郭旭晓,马胜远,贺志荣,等.重型燃气轮机进气系统性能研究[J].热能动力工程,2023,38(11):49-55. GUO Xu-xiao, MA Sheng-yuan, HE Zhi-rong, et al. Study on performance of heavy-duty gas turbine air intake system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(11): 49-55.

Study on Performance of Heavy-duty Gas Turbine Air Intake System

GUO Xu-xiao¹, MA Sheng-yuan², HE Zhi-rong¹, JI Zhen-lin¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;

2. Harbin Electric Company Limited, Harbin, China, Post Code: 150028)

Abstract: In response to the issue of excessive radiation noise in the air intake system of a heavy-duty gas turbine, the insertion loss and pressure loss were predicted by using the acoustic finite element method and the computational fluid dynamics (CFD) method to calculate the acoustic field and flow field of the system components, and compared with the requirements of the air intake system specification index. It was found that the air intake system noise indicators and limit values had a small margin, and the pressure loss was much lower than the limit value. Therefore, based on the analysis, the splitter silencer was selected to investigate the influence of different structural parameters and forms on the acoustic performance and aerodynamic performance of the air intake system. The results show that the thickness and number of the splitter silencer have a significant impact on the performance of the air intake system. When the thickness and number of the splitter silencer increase, the pressure loss increases slightly, the insertion loss increases, and the sound pressure level of air inlet decreases; by adding a quarter-wavelength resonator, the total sound pressure level of air inlet has been reduced by 3.1 dB (A), which can effective-

收稿日期:2022-09-28; 修订日期:2022-11-17

基金项目:工业和信息化部产业发展促进中心资助项目(J2019-II-0013-0034)

Fund-supported Project: Project supported by Industry Development and Promotion Center of Ministry of Industry and Information Technology (J2019-II-0013-0034)

作者简介:郭旭晓(1990-),男,哈尔滨工程大学博士研究生。

通讯作者:季振林(1965-),男,哈尔滨工程大学教授。

ly increase the low-frequency insertion loss of the air intake system.

Key words: heavy-duty gas turbine, air intake system, insertion loss, pressure loss, splitter silencer

引 言

燃气轮机进气系统由进气通道、空气过滤器、消声器和防冰系统等部件组成^[1],主要作用是为燃气轮机提供充足且清洁的空气,同时要求具有不超过限定的流动阻力^[2-3]。声学性能和空气动力性能是燃气轮机进气系统最重要的两项技术指标,这些技术指标主要受空气过滤器和消声器的影响^[4-5]。声学性能是指进气系统在给定的频率范围内对噪声的衰减程度。空气动力性能是反应进气系统对气体流动的阻力,阻力过大会造成进气量不足,从而使燃烧不充分。

胡峥^[6]对包含消声器在内的燃气轮机进气系统进行了气动-声学性能研究。闫欣等人^[7]对含有空气滤清消声器和进气消声器的进气系统进行了流动阻力和声学性能计算。傅笑珊等人^[8]对燃气轮机进气系统进行了流场分析。

本文分别采用声学有限元法和计算流体力学方法,对重型燃气轮机进气系统的声学性能和空气动力性能进行计算,并结合相应指标要求进行比较。根据分析结果,选取片式消声器为研究对象,研究不同结构和形式对进气系统声学 and 空气动力性能的影响。

1 进气系统模型

重型燃气轮机进气系统由防雨罩、三面进气通道、水雾分离器+凝聚级、粗过滤器、精过滤器、片式消声器、混凝土进气通道、弯头和除冰系统组成,如图1所示。

图2为压气机进气噪声A计权声压级频谱。可以看出,在125 Hz以上的所有频段,声压级皆超过85 dB(A),峰值频率为1 000 Hz,对应的声压级为142.6 dB(A)。

重型燃气轮机进气系统性能指标要求如下:

(1) 经进气系统消声后,进气口总声压级低于85 dB(A)。

(2) 由弯头、片式消声器和三面进气通道构成

的结构定义为A041部分,其压力损失不高于212 Pa,由防雨罩、水雾分离器、精过滤和粗过滤构成的A040部分的压力损失不高于374 Pa。

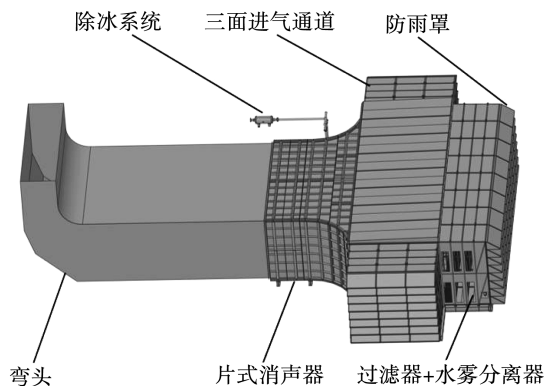


图1 燃气轮机进气系统

Fig. 1 Gas turbine air intake system

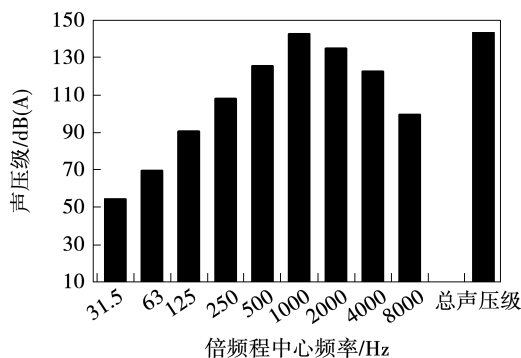


图2 进气噪声A计权声压级频谱

Fig. 2 A-weighting sound pressure level spectrum of intake noise

2 计算方法

进气系统大部分部件的计算频率上限为8 000 Hz。鉴于能量叠加法^[9]允许网格数量较多,对计算机性能要求较低,且计算时间短,故本文使用能量叠加法来计算部件的声学性能。

为了考虑流动对消声性能的影响,使用有限元法进行声学计算。吸声材料为硅酸铝岩棉,密度为32 g/L,空气介质的温度设定为303.15 K,边界条件设置如下:

- (1) 声学入口设置为 -1 m/s 的声学激励(其中负号代表激励作用方向垂直指向内部声学域);
- (2) 声学出口设置为阻抗边界条件;
- (3) 对于含有穿孔板的部件,穿孔处设置为有流情况下的穿孔阻抗边界条件^[10](气体流动对声学性能的影响主要体现在穿孔处);
- (4) 其余边界设置为刚性壁面。

使用 Fluent 软件作为计算工具,对进气系统各部件的流场进行计算,采用压力基隐式求解器用于求解质量、动量和能量守恒方程以及状态方程组成的耦合方程,采用标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型对湍流流动进行数值模拟,近壁面处采用标准壁面函数计算湍流流动。工作介质为空气,密度满足理想气体定律。压力-速度耦合方式采用 SIMPLE 算法,空间离散格式为二阶精度。计算中残差值设为 1×10^{-6} ,边界条件设置如下:

- (1) 流体入口设置为质量流量入口边界条件;
- (2) 流体出口设置为压力出口边界条件;
- (3) 根据实际简化设置对称边界或者周期平移性边界条件;
- (4) 其余边界设置为绝热、无滑移壁面。

图 3 为 A041 部分网格划分。使用 Hypermesh 软件划分网格,对壁面处流体网格进行加密,划分边界层网格,层数为 4,第 1 层厚度 4 mm ,增长比例 1.2。内部流场采用四面体非结构化网格。分别建立 48 万、126 万、402 万、784 万、1152 万网格模型,对比不同网格数量下 A041 部分压力损失,结果如图 4 所示。考虑计算速度及计算精度,选取模型计算网格数量为 784 万。

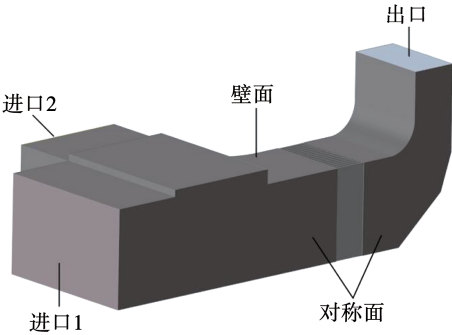


图 3 A041 部分网格划分

Fig.3 Partial mesh generation of A041

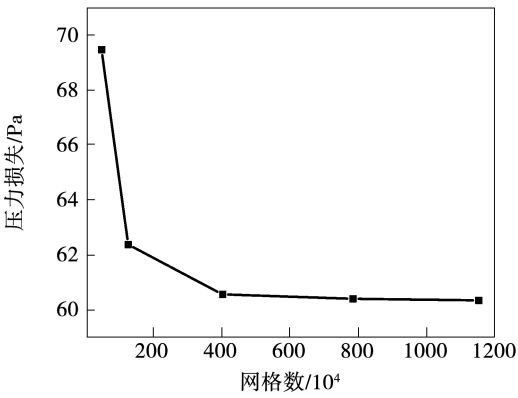


图 4 不同网格数量时 A041 部分压力损失

Fig.4 Partial pressure loss of A041 with different mesh number

为验证计算方法的准确性,选取文献 [11] 中消声器传递损失试验数据对计算方法的准确性进行验证。为考虑三维波效应的影响采用能量叠加法。图 5 为本文计算结果与文献[10]的测量结果比较。可以看出,计算结果与试验数据吻合较好,验证了计算方法的可靠性。

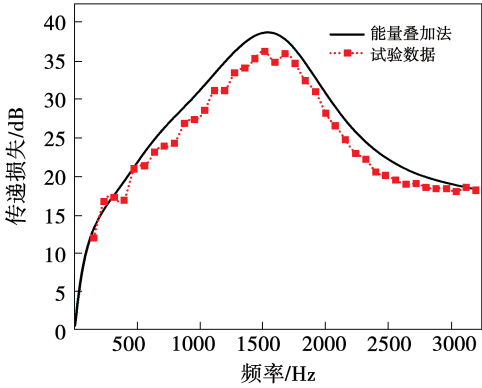


图 5 数值方法验证

Fig.5 Numerical method verification

3 结果分析

声学计算完成后,提取入口边界和出口边界网格节点处的声压值,代入程序进行传递损失计算。根据计算结果,近似得出各部件的插入损失。传递损失定义为出口为无反射端时部件进口处的入射声功率级与出口处的透射声功率级之差,表示为^[12]:

$$TL = L_{W_i} - L_{W_t} = 10\lg(W_i/W_t) \tag{1}$$

式中: W_i 和 W_t 一部件进口处的入射声功率和出口处的透射声功率。

通过数值计算得到系统各部件的插入损失,片式消声器、过滤器和水雾分离器的插入损失分别为 39.0、19.1 和 0.7 dB,弯头、三面进气通道和防雨罩的插入损失为 0.1 dB。可以看出,片式消声器和过滤器起主要消声作用,贡献率占 98% 以上。但由于过滤器的主要作用是过滤进气中的灰尘、杂质及水雾等,其消声性能是材料和结构的固有属性。因此,应对片式消声器展开降噪优化方案研究,从而提高进气系统的降噪量。

图 6 为安装进气系统前后进气口噪声对比。可以看出,总声压级由 143.4 dB(A) 降至 84.3 dB(A),满足噪声控制指标要求,但余量很小。

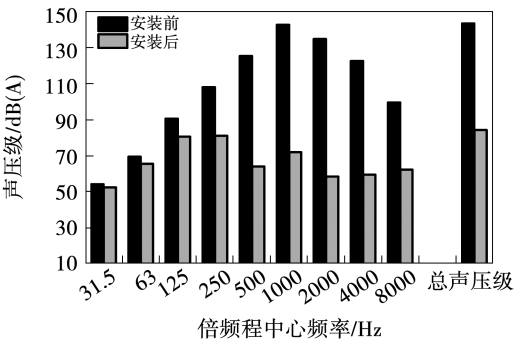


图 6 安装进气系统前后进气口声压级
Fig. 6 Sound pressure level of air inlet before and after installation of air intake system

表 1 为弯头、片式消声器、三面进气通道的压力损失。其中,A041 部分的压力损失为 60.4 Pa,远低于限值;A040 部分的压力损失为 340.9 Pa,接近限值。

表 1 A041 部分压力损失 (Pa)

Tab. 1 Partial pressure loss of A041 (Pa)

弯头	片式消声器	三面进气通道	A041 部分 总和	A041 部分 限值
23.6	33.3	3.5	60.4	212

由前述计算结果可知,进气系统虽然满足噪声指标要求,但余量很小。考虑到片式消声器对进气系统降噪量贡献最大,而 A041 部分的压力损失远低于限值,因此进气系统降噪方案重点考虑片式消声器的结构优化与匹配。

4 进气系统优化

4.1 消声片厚度

图 7 为片式消声器消声片结构示意图。

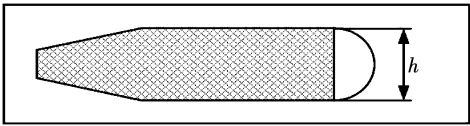


图 7 片式消声器消声片厚度示意
Fig. 7 Schematic diagram of thickness of silencing sheet of splitter silencer

图 8 比较了不同消声片厚度 h 对片式消声器传递损失的影响。其中, $h = 150$ mm 是原设计中使用的厚度。可以看出,随着消声片厚度的增加,消声器传递损失在全频段内均有增加。

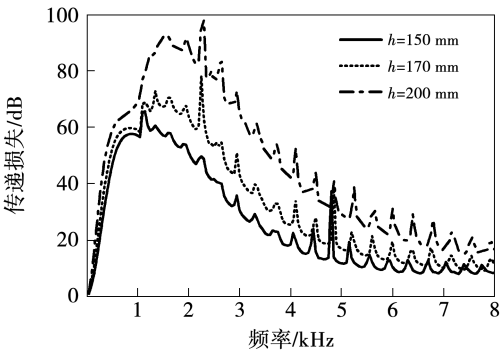


图 8 消声片厚度对片式消声器传递损失的影响
Fig. 8 Effect of thickness of muffler on transmission loss of splitter silencer

图 9 和图 10 分别给出 $h = 170$ 和 200 mm 时计算得到的进气口总声压级。可以看出,随消声片厚度的增加进气口声压级明显降低。

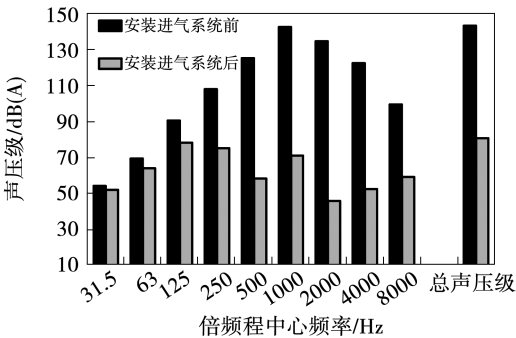


图 9 $h = 170$ mm 时安装进气系统前后进气口声压级
Fig. 9 Sound pressure level of air inlet before and after installation of air intake system at $h = 170$ mm

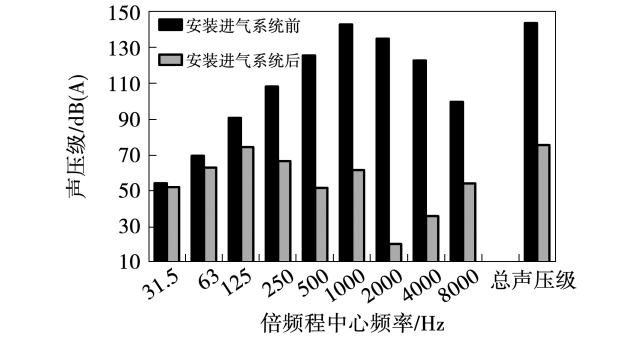


图 10 $h = 200$ mm 时安装进气系统前后进气口声压级

Fig. 10 Sound pressure level of air inlet before and after installation of air intake system at $h = 200$ mm

表 2 比较了不同消声片厚度对进气口总声压级和 A041 部分阻力损失的影响。可以看出,进气口总声压级逐渐降低,压力损失逐渐增大,使用 $h = 170$ 和 200 mm 厚消声片时 A041 部分的压力损失仍能满足限值要求。

表 2 $h = 150, 170, 200$ mm 时进气口声压级和压力损失

Tab. 2 Sound pressure level and pressure loss of air inlet at $h = 150, 170$ and 200 mm

性能指标	h/mm			限值/ mm
	150	170	200	
进气口总声压级/dB(A)	84.3	80.3	75.5	85
A041 部分压力损失/Pa	60.3	78.9	130.3	212

4.2 消声片数量

图 11 为消声片数量 n 和间距 d 的示意图,其中, $n = 36$ 对应 $d = 317.5$ mm, $n = 40$ 对应 $d = 285.8$ mm, $n = 44$ 对应 $d = 259.8$ mm, $n = 36$ 是原设计中使用的片数。

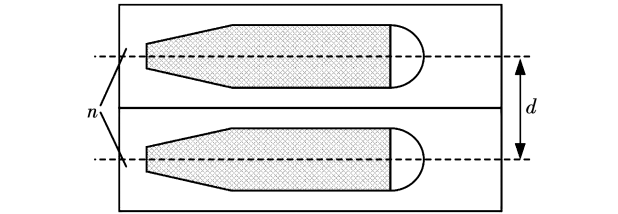


图 11 片式消声器消声片数量和间距示意图

Fig. 11 Schematic diagram of number and clearance of silencing sheets of splitter silencer

图 12 比较了不同消声片数量对消声器传递损

失的影响。可以看出,消声片数量的增加使得传递损失在全频段内均有增加。

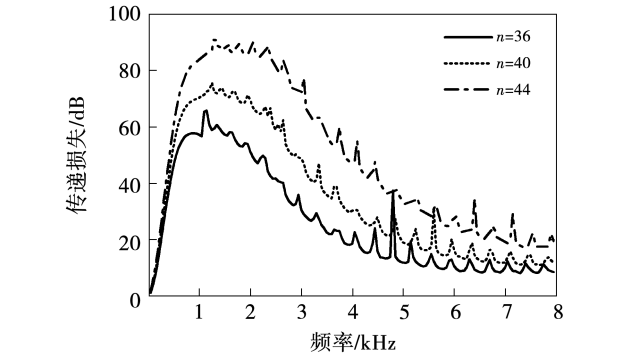


图 12 消声片数量对片式消声器传递损失的影响

Fig. 12 Effect of number of silencing sheets on transmission loss of splitter silencer

图 13 和图 14 分别给出 $n = 40$ 和 44 时计算得到的进气口总声压级。结果表明,消声片数的增加使得进气口总声压级明显降低。

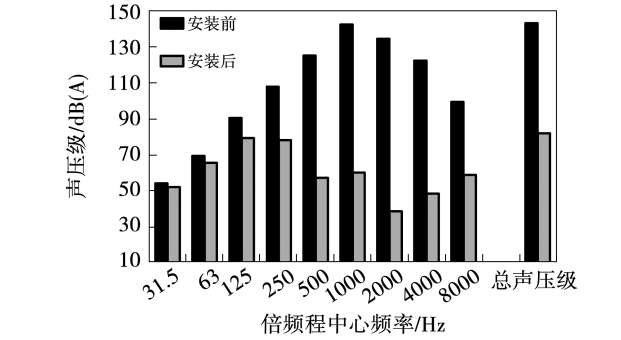


图 13 $n = 40$ 时安装进气系统前、后进气口声压级

Fig. 13 Sound pressure level of air inlet before and after installation of air intake system at $n = 40$

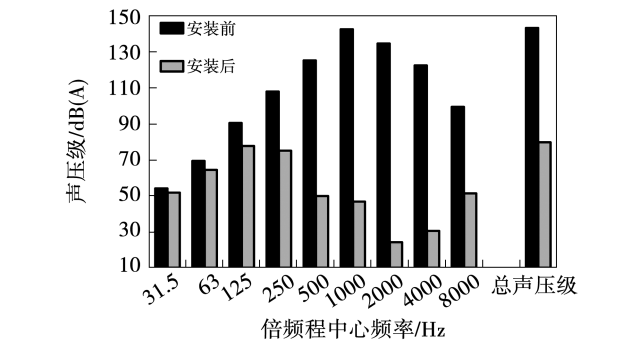


图 14 $n = 44$ 时安装进气系统前、后进气口声压级

Fig. 14 Sound pressure level of air inlet before and after installation of air intake system at $n = 44$

表 3 比较了不同消声片数量对进气口总声压级和 A041 部分压力损失的影响。可以看出,随着消声片数量的增加,进气口总声压级逐渐降低,压力损失逐渐增大,当 $n = 40$ 和 44 片时 A041 部分的压力损失仍能满足限值要求。

表 3 $n = 36, 40, 44$ 时进气口声压级和压力损失

Tab. 3 Sound pressure level and pressure loss of air inlet at $n = 36, 40$ and 44

性能指标	n			限值
	36	40	44	
进气口总声压级/dB(A)	84.3	82.1	79.9	85
A041 部分压力损失/Pa	60.3	73.4	92.2	212

4.3 侧支共振器

现有进气系统虽然满足噪声控制指标和压力损失限值要求,但低频消声性能较低。为此,可以通过增加侧支共振器提升总体消声效果。侧支共振器也称为 1/4 波长共振器,共振频率为^[12]:

$$f_r = c/(4l)$$

(2)

式中: c —声速; l —侧支长度。

根据上式构建侧支共振器,通过增强低频消声的效果达到提升总体消声性能的目的。

将侧支共振器安装在消声片前端,与消声片同厚,且平齐布放以降低进气阻力,锥形后端与消声片尾端距离 $x_1 = 200$ mm,侧支长度 $l = 430$ mm,共振器总长 $L = 700$ mm,如图 15 所示。

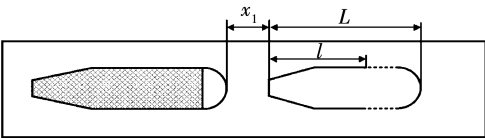


图 15 有侧支共振器的片式消声器结构示意图
Fig. 15 Structural diagram of splitter silencer with quarter-wavelength resonator

图 16 比较了有无侧支共振器时片式消声器的传递损失。可以看出,侧支共振器使得传递损失在 200 Hz 附近增加明显,且在整个频率范围内传递损失均有所增加。

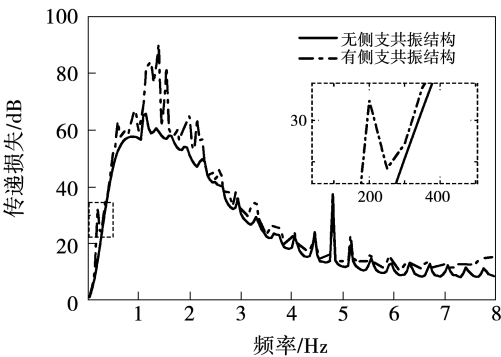


图 16 侧支共振器对传递损失的影响
Fig. 16 Effect of quarter-wavelength resonator on transmission loss

图 17 为有侧支共振器时安装进气系统前后计算得到的进气口声压级。图 18 比较了安装进气系统后有无侧支共振器时进气口声压级。可以看出,侧支共振器使进气口声压级在 250 Hz 倍频程降低最为明显。

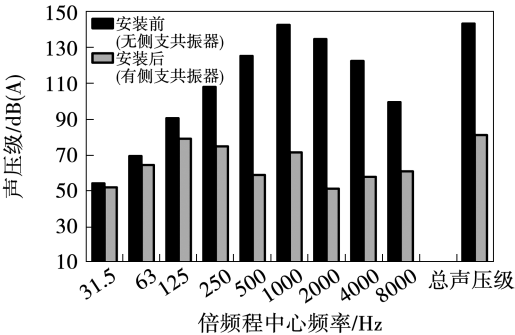


图 17 有侧支共振器时安装进气系统前、后进气口声压级
Fig. 17 Sound pressure level of air inlet before and after installation of air intake system with quarter-wavelength resonator

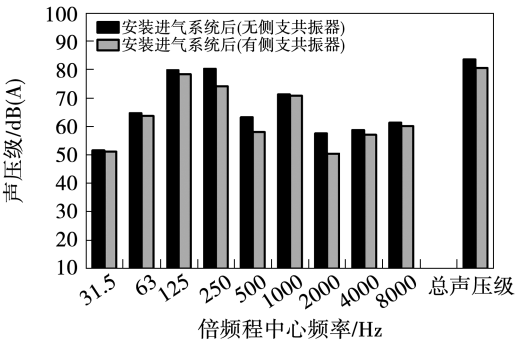


图 18 安装进气系统后有/无侧支共振器时进气口声压级
Fig. 18 Sound pressure level of air inlet with and without quarter-wavelength resonator after installation of air intake system

表 4 比较了侧支共振器对进气口总声压级和 A041 部分阻力损失的影响。可以看出,增加侧支共振器后,进气口总声压级降低了 3.1 dB(A),压力损失增大了 8.9 Pa,A041 部分的压力损失仍满足限值要求。

表 4 有无侧支共振器时插入损失和压力损失
Tab.4 Insertion loss and pressure loss with and without quarter-wavelength resonator

性能指标	无侧支 共振器	有侧支 共振器	限值
进气口总声压/dB(A)	84.3	81.2	85
250 Hz 时插入损失/dB	26.9	33.2	-
A041 部分压力损失/Pa	60.4	69.3	212

5 结 论

基于数值计算研究了燃气轮机进气系统各部件对进气系统插入损失和压力损失的贡献量,分析了片式消声器厚度和数量以及增加侧支共振器对进气系统性能的影响,得出结论:

- (1) 随着消声片厚度的增加,进气口总声压级降低明显,压力损失逐渐增加,使用 $h = 200$ mm 厚的消声片时 A041 的压力损失仍能满足限值。
- (2) 随着消声片数量的增加,进气口总声压级逐渐降低,压力损失逐渐增加,当消声片数量为 44 时 A041 部分的压力损失仍能满足限值。
- (3) 侧支共振结构使得进气口总声压级降低,在共振频率处降噪明显,A041 的压力损失略有增加。

当进气系统的压力损失低于设计要求时,可以通过增加消声片厚度、消声片数量以及添加侧支共振器等措施来提高进气系统的插入损失,从而使进气系统在满足压力损失指标的同时,降低进气系统进气口总声压级。

参考文献:

[1] 李孝堂. 现代燃气轮机技术 [M]. 北京: 航空工业出版社,2006.
LI Xiao-tang. Modern gas turbine technology [M]. Beijing: Aviation Industry Press,2006.

[2] KURZKE J. Effects of inlet flow distortion on the performance of

aircraft gas turbines [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2008,130(4):117-125.

[3] 王建华,吴宛洋,钟兢军,等. 船用燃气轮机进气系统气动特性 [J]. 大连海事大学学报,2017,43(1):33-39.
WANG Jian-hua, WU Wan-yang, ZHONG Jing-jun, et al. Aerodynamic characteristics of the intake system in a marine gas turbine [J]. Journal of Dalian Maritime University,2017,43(1):33-39.

[4] 方丹群. 空气动力性噪声与消声器 [M]. 北京: 科学出版社,1978.
FANG Dan-qun. Aerodynamic noise and muffler [M]. Beijing: Science Press,1978.

[5] 刘联璧,郝志勇,刘 迟. 空气滤清器流动阻力与噪声特性的仿真和优化 [J]. 汽车工程,2011,33(12):1092-1097.
LIU Lian-yun, HAO Zhi-yong, LIU Chi. Simulation and optimization of flow resistance and noise characteristics of air-cleaner [J]. Automotive Engineering,2011,33(12):1092-1097.

[6] 胡 峥. 燃机进气系统气动-声学性能的研究与复杂声场的辨析 [D]. 上海: 上海交通大学,2009.
HU Zheng. Study on gas intake system's aerodynamic-acoustic performance and analysis of complex sound field [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University,2009.

[7] 闫 欣,季振林,李海龙. 燃气轮机进气系统性能仿真分析 [J]. 噪声与振动控制,2015,35(1):7-11.
YAN Xin, JI Zhen-lin, LI Hai-long. Simulative analysis of performance of gas-turbine air-intake systems [J]. Noise and Vibration Control,2015,35(1):7-11.

[8] 傅笑珊,侯 力,游云霞. 燃气轮机进气系统流场分析 [J]. 机械设计与制造,2016,299(1):1-4.
FU Xiao-shan, HOU Li, YOU Yun-xia. Flow field analysis for a gas turbine inlet system [J]. Machinery Design & Manufacture,2016,299(1):1-4.

[9] 王世华,季振林. 消声器传递损失计算的单元能量叠加法 [J]. 噪声与振动控制,2017,37(5):189-192.
WANG Shi-hua, JI Zhen-lin. Element energy superposition method for transmission loss prediction of silencers [J]. Noise and Vibration Control,2017,37(5):189-192.

[10] CHEN Z, JI Z, HUANG H. Acoustic impedance of perforated plates in the presence of fully developed grazing flow [J]. Journal of Sound and Vibration,2020,485:115547.

[11] LEE I. Acoustic characteristics of perforated dissipative and hybrid silencers [D]. Columbus: The Ohio State University,2005.

[12] 季振林. 消声器声学理论与设计 [M]. 北京: 科学出版社,2015.
JI Zhen-lin. Acoustic theory and design of muffler [M]. Beijing: Science Press,2015.