

变流量与变压升的多功能低速回流风洞气动设计

耿子海, 张惠林, 赵 峰*, 张 超, 陈钰婷

比亚迪汽车工业有限公司汽车工程研究院, 广东 深圳

收稿日期: 2024年11月4日; 录用日期: 2024年12月11日; 发布日期: 2024年12月19日

摘 要

对于研究型低速回流风洞, 其多功能试验能力需求决定了风洞具有不同尺寸的可互换试验段, 且不同试验段具有不同的风速范围。对于这种类型的风洞, 因不同试验段共用同一套动力系统, 这样可能会导致风洞的流量与压升不匹配的问题。为解决这一类问题, 提出以风洞动力系统最大功率需求为依据, 合理选择风洞收缩比、优化匹配风洞各部段, 使风洞在满足最大试验风速的条件下具有低湍流度、低噪声且流场均匀的高品质流场。采用变桨距风扇设计, 通过调节风扇叶片安装角使风洞满足变流量与变压升需求。通过风洞声学设计, 明确了风洞噪声源与声学特性, 针对性选择不同消声方式使风洞满足低背景噪声需求。

关键词

变流量, 变压升, 低速回流风洞, 变桨距风扇设计, 声学设计

Aerodynamic Design of Multi-Function Low-Speed Wind Tunnel with Variable Flow Rate and Variable Pressure Rise

Zihai Geng, Huilin Zhang, Feng Zhao*, Chao Zhang, Yuting Chen

Automotive Engineering Institute, BYD Auto Industry Co. LTD., Shenzhen Guangdong

Received: Nov. 4th, 2024; accepted: Dec. 11th, 2024; published: Dec. 19th, 2024

Abstract

For a research-type low-speed recirculating wind tunnel, the multi-functional test capability

*通讯作者。

文章引用: 耿子海, 张惠林, 赵峰, 张超, 陈钰婷. 变流量与变压升的多功能低速回流风洞气动设计[J]. 应用物理, 2024, 14(12): 798-810. DOI: 10.12677/app.2024.1412086

requirements determine that the wind tunnel has interchangeable test sections of different sizes, and different test sections have different wind speed ranges. For this type of wind tunnel, because different test sections share the same set of power systems, it may lead to the problem of mismatched flow and pressure rise. To solve this type of problem, it is proposed to choose the wind tunnel contraction ratio based on the maximum power demand of the wind tunnel power system and optimize the matching of the wind tunnel sections to ensure that the wind tunnel has a high-quality flow field with low turbulence, low noise, and uniform flow field while meeting the maximum test wind speed conditions. The design of variable pitch propeller is adopted to meet the variable flow and pressure rise requirements by adjusting the installation angle of the propeller blades. The acoustic design of the wind tunnel clarifies the noise sources and acoustic characteristics, and targeted selection of different noise reduction methods is used to meet the low background noise requirements of the wind tunnel.

Keywords

Variable Flow Rate, Variable Pressure Drop, Low-Speed Return Flow Wind Tunnel, Variable Pitch Fan Design, Acoustic Design

Copyright © 2024 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

低速回流风洞是开展航空飞行器和地面交通工具空气动力学特性研究的实验平台[1]。对于某些科研机构实验室,因研究对象及实验功能需求不同,通常会对同一座风洞的试验段尺寸和风速会有不同的要求,在这样的情况下,可能会存在不同试验段的空气介质流量与压升不匹配的情况[2]。为解决这种矛盾,在风洞设计阶段的做法是以最大压升为设计条件,设计出满足该压升条件的风扇动力系统[3]。在风洞调试阶段,通过调节风扇叶片安装角实现最大流量工况[4]。对于本论文设计案例,在低速回流连续式风洞中配置两个试验段,分别是流量较大的主试验段(截面尺寸 $1.5\text{ m} \times 1.2\text{ m}$)和压升较大的辅试验段(截面尺寸 $0.9\text{ m} \times 0.5\text{ m}$)。风洞工作在常温环境下,试验介质为常温空气,试验段最大风速分别为 50 m/s 和 130 m/s 。

对于多试验段的变流量与变压升低速回流风洞,开展风洞设计的技术路线是以 130 m/s 风速和试验段截面尺寸 $0.9\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 为基本输入条件,初步确认风洞在该条件下的流量与压升,通过风洞收缩比与收缩曲线选择以及风洞各部段合理优化,在明确风洞能量损失的情况下选定动力系统电机功率[5]。通过轴流风扇变桨距设计,调节风扇叶片安装角实现风洞变流量技术条件[6]。

2. 多功能风洞技术要求

依据风洞多功能需求的技术条件,风洞具有两个不同截面尺寸的闭口试验段,可拓展使用开口试验段,各试验段的主要技术指标如表 1 所示。

3. 风洞气动总体设计

3.1. 风洞气动设计要素

该风洞研究对象是空气动力学基础问题,在风洞设计中重点考虑开展研究工作的可靠性与灵活性,充分发挥好该设备研究功能。作为一座研究型低速风洞,主要具有三个基本特征:一是流场品质好,湍

流度低、背景噪声低，可满足各种复杂流动机理性试验对流场品质的要求；二是风洞试验段和模型更换方便，试验效率高；三是具备各种新型试验技术和特种流场测试技术的应用能力[7]。为此，风洞气动设计要素如下：

Table 1. Key technical specifications of wind tunnel test segments
表 1. 风洞各试验段主要技术指标

主要参数		闭口试验段 1	闭口试验段 2
尺寸(米)		1.5 × 1.2	0.9 × 0.6
最大空风洞风速		50 m/s	130 m/s
最小稳定风速		10 m/s	13 m/s
模型区方向场	$\Delta\alpha_i$	$\leq 0.30^\circ$	$\leq 0.30^\circ$
	$\Delta\beta_i$	$\leq 0.30^\circ$	$\leq 0.30^\circ$
模型区动压场系数 μ_i		$\leq 0.2\%$	$\leq 0.5\%$
模型区动压稳定性 η		≤ 0.005	≤ 0.005
模型区轴向静压梯度		≤ 0.005	≤ 0.005
模型区湍流度 ε		$\leq 0.1\%$ (试验常用风速范围)	-

(1) 风洞型式

风洞为低速回流型式，具有可以相互更换的两个试验段：一个是开口试验段、另一个是闭口试验段。它们的主要特点是：

a) 在开口试验段

在开口试验段周围布置一个大的无回声室，其内壁经过消声处理，建立一个无反射自由声场。这样在开口试验段内可以进行模型的声学性能试验，噪声参数可以在气流内、外分别进行测量。

b) 闭口试验段

依据风洞试验功能，风洞有两个不同尺寸的闭口试验段，两个闭口试验段具有不同的流量与压升，存在流量与压升不匹配的实际情况。该问题是本风洞气动设计中的核心技术问题，具体在风扇设计中解决。

(2) 风洞收缩比

风洞收缩比是低速风洞最关键的参数，需要与稳定段整流装置参数合理匹配，使风洞具有较低的湍流度、较高的能量比和合理的造价。总的来讲，较大的收缩比有利于在试验段获得较低的湍流度。但是国外声学风洞最新研究表明，采用大收缩比获得的较低的试验段湍流度的频谱特性与真实飞行环境的情况有较大差异。一些研究报告推荐声学风洞使用收缩比在 6~9 范围内，而也有推荐使用 9~12 范围的准则[8]。通常可选定收缩比取为 9。

(3) 风洞各主要部段面积匹配

风洞收缩比确定后，需要优化匹配风洞各主要部段的面积比例(各部段横截面积与试验段横截面积之比)。这些部段包括各扩散段，风扇段，换热器段等。该设计工作的主要目标是提高风洞流场品质，降低风洞回路损失。具体表现为：控制风洞回路中(特别是扩散段中)尽量不出现分离，这有利于提高风扇效率、降低换热器能量损失等。根据已有低速风洞设计经验，风扇段面积比例一般为 2.5~3 范围内，这样有利于提高风扇效率。对于扩散段面积比的选择，一般要求第一扩散段面积比不大于 2。换热器部段布置在第二扩散段下游，第三扩散段上游。一般换热器部段是整个风洞回路中面积最大的部段，目的是尽量减小来流速度，控制流动损失。通常根据风洞能量比要求，选定换热器面积以后，在其上游布置一大开角扩散

段，下游布置收缩过渡段。

(4) 湍流度控制

为了在风洞运行闭口试验段时获得较低的气流湍流度，通常采用多层阻尼网、收缩段采用较大收缩比、阻尼网和收缩段对湍流度的衰减效果可依据工程估算结果选择具体方案。

(5) 噪声控制

低速回流风洞有两个主要噪声源，即风扇噪声和射流噪声，噪声沿回路传播。为降低试验段的背景噪声，气动总体设计中通常采取尽量降低风扇噪声、在风洞回路中采用吸声衬里和消声器、对拐角导流片做吸声处理、将消声室所包围的试验段、收缩段、收集器、第一扩散段表面做吸声处理、消声室所有内表面均铺设吸声尖劈，尖劈的低频截止频率按照模型试验要求确定，收集口表面做吸声处理可调。

3.2. 风洞总体气动方案

风洞水平布置，洞体回路依次由稳定段、收缩段、试验段、第一扩散段、第一拐角段、第一回流段、第二拐角段、风扇段、第二扩散段、第三扩散段、第三拐角段、第二回流段和第四拐角段等部段组成。回路中心轴线尺寸为 35 m (长) × 13 m (宽)。风洞气动轮廓图示意图见图 1。

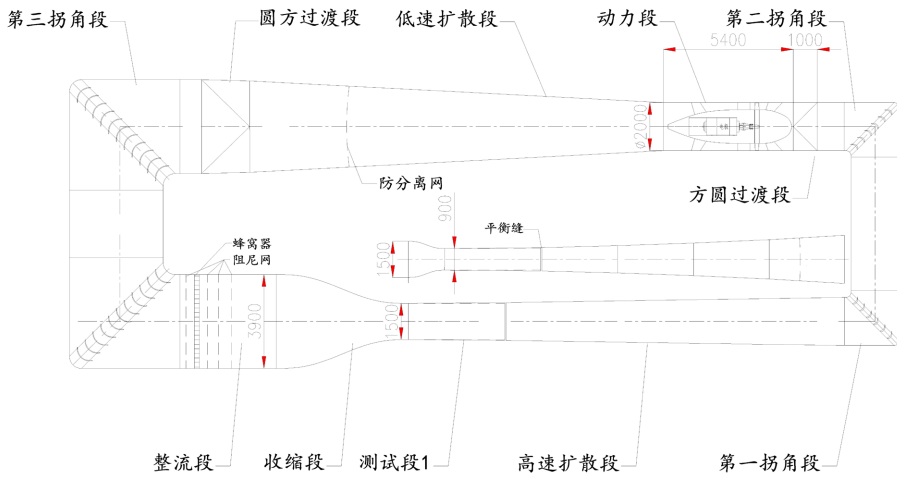


Figure 1. Wind tunnel aerodynamic layout schematic
图 1. 风洞气动轮廓示意图

针对风洞试验功能及试验段尺寸和风速的特殊要求，该风洞出现了不同闭口试验段的流量与压升不匹配的问题。为此，以风洞运行所需最大能量为依据初步确认动力系统，再通过调节风扇叶片安装角匹配较低能量下的较大流量。根据该风洞试验段气流湍流度 0.1% 的要求，适合于采用较大收缩比(约 9 左右)与一定整流装置组合的整流措施[8]。

在进行风洞主要部段(重点是扩散段)面积匹配时，一方面要尽量避免出现明显的流动分离以确保试验段气流品质，另一方面要考虑优化风洞能量比以提高风洞运行效率。各部段气动方案如下：

(1) 稳定段

稳定段内包含有蜂窝器和阻尼网作为整流装置，其主要作用是为收缩段提供匀直且湍流脉动已经得到衰减的入口气流。稳定段横截面尺寸与收缩段入口尺寸相同。其长度首先要保证其内部整流装置所需空间，其次需要一定长度的静流段，可以让阻尼网后的湍流脉动继续衰减，同时也可以使湍流脉动的各向异性衰减而得到改善。

蜂窝器选择横截面为正六边形细长管道。其作用主要在于导直气流，使其平行于风洞轴线；同时能

够将气流中的大尺度旋涡分割成小旋涡,因此也具有一定的湍流脉动衰减作用。蜂窝器的主要参数为孔眼宽度 M 和长度 L 。风洞设计通常选择蜂窝器长径比为 8,对孔眼宽度没有明确准则。有时也可选择更大长径比的蜂窝器,可以加强湍流度衰减作用。阻尼网可以具有两个作用:调整流向速度分布的均匀性和降低湍流度。依据工程经验,阻尼网的开孔率应大于 57%,否则容易引起气流不稳定。本设计选择 64% 开孔率的阻尼网。

(2) 收缩段

风洞收缩比是低速风洞最关键的参数之一,需要与稳定段整流装置参数合理匹配,使风洞具有较低的湍流度、较高的能量比和合理的造价。较大的收缩比有利于在试验段获得较低的湍流度。一些研究报告推荐声学风洞使用收缩比在 6~9 范围内,而也有推荐使用 9~12 范围的准则。综合比较,本案例设计收缩比选择 9、收缩曲线选择五次曲线,以保证试验段流场品质。

(3) 试验段

风洞要求开/闭口试验段可更换使用,在此首先分别单独考虑开/闭口试验段的参数,然后结合可更换要求进行综合协调。在开口试验段下游,设置一矩形截面收集器,其作用主要是汇集射流气体进入第一扩散段。通常在收集器与下游第一扩散段间安装有一个换气环,这对于抑制开口试验段内很容易出现的低频脉动是很有好处的。收集器相关的设计要点主要有两方面的内容:一是调整收集器入口面积使其收集的气体流量与喷管出口流量匹配;二是仔细匹配换气环宽度与喷管和收集器参数,尽量抑制低频压力脉动。收集器可以概括为两类,第一类指其面积仅比喷管面积稍大,其比值约为 1.1~1.3 的范围,这种方案以中国 DNW 风洞为代表,美国 Langley 中心 14 英尺 $\times$ 22 英尺风洞,以及美国 80 英尺 $\times$ 120 英尺风洞声学插入试验段都采用这种方案。一般具有开/闭口试验段可更换要求的风洞的收集器在此范围内。第二类指收集器出口面积明显较喷管面积大,其比值约为 1.3~1.6 的范围。这种方案以 Audi 汽车声学风洞为代表。收集器的换气环,一般是沿流向的位置是可调的,即其宽度可调。对于其可调最大宽度的选择方案,也可以概括为两类。第一类指换气环宽度很小,或者没有。比如 DNW 风洞和 Audi 风洞属于此类。第二类中换气环宽度可大于 0.3 倍喷管当量水力直径。

闭口试验段长度由三部分构成。第一部分指模型头部至试验段入口应保持一段距离 L_1 ,其目的是进一步消除收缩段出口时速度分布的不均匀性,使模型处于试验段均匀速度场中。第二部分指模型长度 L_2 ,由各类试验模型的最大尺寸确定。第三部分指模型尾部至第一扩散段入口的距离 L_3 ,其目的是保证模型尾流不过多地影响扩散段流动。由于闭口试验段内边界层沿流向不断发展,从而使得试验段核心流速沿流向不断增加,同时产生正压梯度,从而影响试验数据质量。为此,通常采用试验段洞壁适度扩开的方式修正边界层影响。理论上讲,不同风速下边界层位移厚度不同,应该采用相应的可调扩开角洞壁。但是,为了简化结构,便于工程实现,通常采用固定洞壁扩开角的方案,并且通常取扩开角为 0.5° 。

4. 风扇设计

4.1. 风扇段气动设计依据

该风洞需要风扇提供较低的旋转噪声和较高的气动效率,这就要求风扇叶片的损失尽可能的小,同时对风扇电机的旋转噪声也提出了较高要求。为了获得高效率的风扇系统,风扇的入口来流速度不能过低,风扇的入口流动条件不能过于恶劣,要求风扇入口气流的均匀性满足一定条件。从风扇的来流速度比较高这个特点来讲,风扇段布置在第二拐角段的下游,风扇段的面积(即风扇段圆截面面积)与试验段面积的比在 2~3 左右,如果这个比值过大,那么风扇上游的速度剖面分布可能产生不均的危险,

同时风扇段的成本也将随着其尺寸的增大而增加;如果这个比值过小,那么为了保持合理的桨叶角度,风扇来流速度将要求提高,而且也需要提高风扇的转速,使得风扇叶尖马赫数过高而产生激波,增大风扇损失。

在风扇的气动设计中,实际上进行了风扇叶片的流动为二维流动的假设,并以此为基础发展的叶素理论进行叶片升力及阻力计算,这就要求风扇叶片在实际流动中尽量与设计时所考虑的二维假设近似,需要较大的展弦比,由此可以确定叶片平均位置的平均弦长。在平均弦长确定后,叶片的数目就成了决定风扇转速的另一重要参数。确定叶片数目的主要有两个重要因素,一是叶片的升力系数,二是叶片实度。由于风扇选用的翼型均为低速翼型,因此在确定风扇叶片数目时,需考虑其截面升力系数不大于翼型的最大失速升力系数,叶片实度不大于1,以防止叶片间的相互干扰。常规风扇设计中,一般把风扇转速取得较高,这样就可以在提升风扇效率的同时尽量降低桨叶径向各位置的翼型升力系数,避免风扇在流动与设计点差别较大的非设计点出现叶尖或叶根失速而影响其气动性能。风扇叶尖速度不能太高,过高的速度会对叶尖处的气流产生压缩,影响选取的翼型气动性能,使得风扇实际工作状态与理论设计时相差较大。一般而言,叶尖马赫数的上限是0.5。

根据风洞气动总体布局图,对风洞分别配置高速试验段或低速试验段状态下的风洞回路总损失进行了估算,得到高低速试验段时对风扇段的设计要求分别如下,这作为风扇段开展气动设计的设计输入条件:

辅试验段

- (1) 介质: 空气
- (2) 气体温度: 300 K
- (3) 压升: 2600 Pa
- (4) 流量: 70.2 m³/s

主试验段

- (1) 介质: 空气
- (2) 气体温度: 300 K
- (3) 压升: 1600 Pa
- (4) 流量: 90 m³/s

该风洞总体气动方案对风扇段设计要求如下:

- (1) 风扇段总长: 5.40 m
- (2) 风扇段直径: $\Phi 2.0$ m
- (3) 风扇级数: 一级
- (4) 风扇型式: 轴流式
- (5) 驱动电机: 400 KW 一台(已经配置)
- (6) 电机驱动方式: 内置

4.2. 主要参数气动设计

由设计输入条件可以看出:该风扇在风洞配置辅试验段时的流量小、压升高,配置主试验段时为流量大、压降低。因此,采用固定桨距的风扇设计要同时满足高低速试验段是不现实的,需要采用变桨距设计方案。该风扇的设计以达到辅试验段风速指标为目标,因为风洞配置辅试验段所需的风扇能力更高,主试验段相对容易实现,通过降低转速和增大叶片安装角度匹配[9]。具体的设计结果如下。

风扇段采用单级轴流式风扇方案,顺气流依次为:方变圆过渡段、头罩、前支撑片、转子、止旋片、

尾支撑片和整流尾罩，风扇段气动轮廓见图 2，总体参数如下：

- (1) 风扇段直径： $\Phi 2000$ mm
- (2) 桨毂比：0.70
- (3) 桨毂直径： $\Phi 1400$ mm
- (4) 风扇段外壳体总长：5400 mm
- (5) 风扇驱动电机功率(已配置)：400 KW，额定转速：1491 r/min，最大转速 1900 rpm
- (6) 驱动电机内置驱动
- (7) 风扇入口为方变圆过渡段，入口为 $2000\text{ mm} \times 2000\text{ mm}$ 方形，出口为直径 $\Phi 2000$ mm 圆形，过渡段总长 1000 mm。

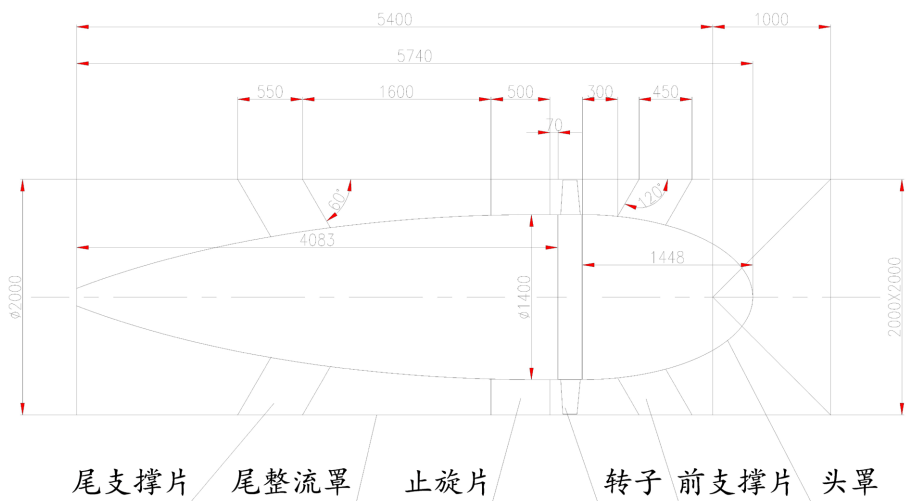


Figure 2. Fan section aerodynamic profile illustration
图 2. 风扇段气动轮廓示意图

4.3. 各部件技术参数

- (1) 风扇转子叶片
 - a) 转子叶片数： $B = 18$ 片
 - b) 根弦 139.0 mm，尖弦 123.7 mm
 - c) 辅试验段叶片根弦初始安装角 β (叶片弦线与旋转平面的夹角) 29.84°

- (2) 止旋片

止旋片沿径向采用等弦长设计，弦长 500 mm，均采用厚度为 10%弦长的 C4 翼型，叶片数为 11 片。

- (3) 支撑片

风扇前支撑片采用 NACA0009 对称翼剖面，前掠 60° ，叶片数 5 片，均匀布置，弦长 450 mm。前支撑片用于支撑风扇头罩和驱动轴，轴向位置结构设计人员可根据需要适当调整。

尾支撑片采用 NACA0015 对称翼剖面，后掠 60° ，叶片数 3 片(可根据结构支撑需要调整)，均匀布置，弦长 550 mm，轴向位置结构设计根据需要承载需求进行调整。

- (4) 整流罩

整流罩总长约 5954 mm (包括半球头罩、柱段和型面尾罩)，最大外径 $\Phi 1400$ mm，顺气流方向依次为头罩、柱段及尾罩。部分头罩和尾罩位于其圆方/方圆过渡段内，尾罩切角，直径约 $\Phi 150$ mm。

5. 声学设计

5.1. 风洞回路噪声源及噪声特性

低速风洞试验段背景噪声主要是宽频带噪声，气流通过风扇叶片和风扇电机产生强烈的旋转噪声和涡流噪声；此外，风洞气流流过有孔的金属板也会产生噪声，气流与开口试验段、稳定段和风洞管道回路相互作用也会产生低频共振噪声[10]。以上噪声源中，风机运行的噪声占据主导位置，其声能量较高，且频率偏低，是低速风洞背景噪声控制的重点。

气动噪声能量和速度的 6~8 次方成正比，风机周围气流速度对噪声水平影响较大。对于本案例风洞，风机叶片横截面气流流动截面积约为 $\pi(R_{\text{风洞截面半径}}^2 - r_{\text{风机桨毂半径}}^2)$ ，其值约为 1.6014 m²。主试验段尺寸 1.2 m × 1.5 m，主试验段最高风速为 50 m/s，对应的风机叶片周围气流速度为 56.2 m/s；如考虑常用风速为 20 m/s，则对应的风机叶片周围气流速度为 22.5 m/s。辅试验段尺寸 0.6 m × 0.9 m，其最高风速为 130 m/s，对应的风机叶片周围气流速度为 36.5 m/s；如考虑常用风速为 50 m/s，则对应的 14.1 m/s。综上，风机转子区域，气流速度在 14.1~56.2 m/s 区间范围。

(1) 风机旋转噪声频率特性

风扇叶轮旋转时，风扇叶片打击周围的气体介质引起周围气体的压力脉动而形成风机旋转噪声。风扇动力系统旋转噪声一般包括以下两个方面：一是单独转子噪声，由叶片及叶片上的压力场旋转时对周围介质产生扰动而造成的噪声；二是动、静叶片干涉噪声，由静、动叶片之间相互作用的空气动力对叶片所造成的压力脉动而产生的噪声。旋转噪声的频率可用下式确定：

$$f_{ri} = \frac{nz}{60}$$

其中， n 为风扇的转速； z 为叶片数； i 取 1, 2, 3..., $i=1$ 为基频， $i=2, 3...$ 为高次谐波。根据风扇设计，风机转子叶片 18 片。风机旋转噪声的频率是转子转速的 3/10 倍。在高速试验段最高风速 130 m/s 时，其对应转速 1450 r/min，对应的旋转噪声频率为 435 Hz。风机转速和试验风速成正比，采用辅试验段，在其他试验速度时，风机转速 $n = \frac{v}{130} \times 1450 \text{ r/min}$ ；采用主试验段时， $n = \frac{v}{50} \times 1450 \text{ r/min}$ 。

(2) 风机涡流噪声特性

涡流噪声又称为湍流噪声，主要是由于气流流经风扇叶片表面，气流分离和涡脱落引起的压力脉动，从而引起气动噪声。一般认为涡流噪声来源主要有四个方面：一是当具有一定的来流湍流度的气流流向叶片时产生的湍流噪声；二是风扇由于凹面压力大于凸面而在叶片顶端产生的由凹面流向凸面的二次流被主气流带走形成的涡流噪声；三是气流流经叶片表面时由于脉动的湍流边界层产生的湍流边界层噪声；四是由于叶片表面湍流边界层在叶片尾缘脱落产生的脱体旋涡噪声[11]。涡流噪声的频率可由下式计算：

$$f_{ci} = k \frac{v}{t} i$$

式中， k 为斯特劳哈尔数，一般取 0.185； v 是气体与叶片的相对速度； t 是物体正表面宽度在垂直于速度平面上的投影(m)， i 取 1, 2, 3..., $i=1$ 为基频， $i=2, 3...$ 为高次谐波。

(3) 风机区域噪声频率特性

不同风速时，风机噪声的主频，即为消声器吸声频率下限，汇总在表 1、表 2 和表 3 中。由表中数据可知，主试验段对应风速 20 m/s~50 m/s 时，涡流噪声主频在 138.6~346.6 Hz 区间，风机旋转噪声主频在 174.0~435 Hz 区间；辅试验段对应风速 50 m/s~130 m/s 时，涡流噪声主频在 86.6~225.3 Hz 区间，风机旋转噪声主频在 167.3~435 Hz 区间。需要注意的是，虽然涡流噪声主频最低可达 86.6 Hz，但此时风机区

域风速仅 14.1 m/s，风机噪声本身并不严重，消声处理时可不考虑该频率为消声处理下限。

Table 2. Dominant frequencies of turbulence/rotational noise in the main test section
表 2. 主试验段涡流/旋转噪声主频

主试验段风速: m/s	风机区域风速: m/s	涡流噪声主频: Hz	风机旋转噪声主频: Hz
20.0	22.5	138.6	174.0
30.0	33.7	207.9	261.0
40.0	45.0	277.3	348.0
50.0	56.2	346.6	435.0

Table 3. Dominant frequencies of turbulence/rotational noise in the high-speed test section
表 3. 高速试验段涡流/旋转噪声主频

高速试验段风速: m/s	风机区域风速: m/s	涡流噪声主频: Hz	风机旋转噪声主频: Hz
50.0	14.1	86.6	167.3
60.0	16.9	104.0	200.8
70.0	19.7	121.3	234.2
80.0	22.5	138.6	267.7
90.0	25.3	156.0	301.2
100.0	28.1	173.3	334.6
110.0	30.9	190.6	368.1
120.0	33.7	207.9	401.5
130.0	36.5	225.3	435.0

5.2. 吸声材料特性

按照结构类型，吸声材料可以分为多孔吸声材料和共振吸声结构。

(1) 多孔材料吸声特性

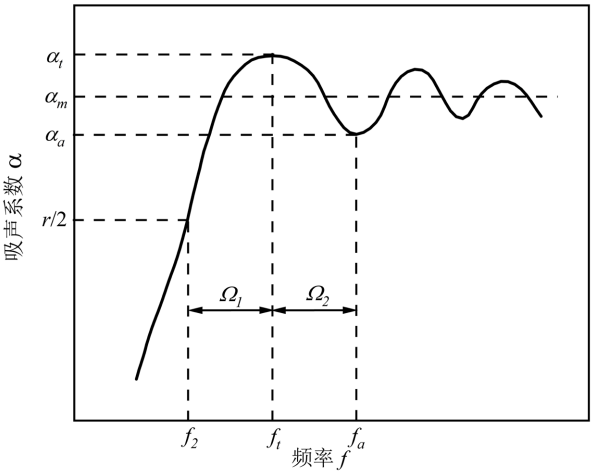


Figure 3. Spectral characteristic of noise absorbing materials
图 3. 吸声材料的频谱特性曲线

多孔吸声材料内部有大量的微孔和间隙。声波入射到多孔材料表面时,引起微孔内的空气振动,空气与固体筋络间产生相对运动,由于空气的粘滞性,在微孔内产生相应粘滞阻力,使振动空气的动能不断转化为热能,从而使声能衰减。多孔吸声材料的吸声特性曲线总的变化趋势是吸声系数随频率的增加而增大,曲线由低频向高频逐步升高,在高频段出现不同程度的起伏,随着频率的升高,起伏逐步缩小,趋向一个缓慢变化的数值。从图3可以看出,多孔吸声材料在低频段吸声系数较低,当频率提高时,吸声系数相应增大,并出现第一个共振吸收峰 f_r 。在共振频率/以上时,吸声系数在峰值与谷值间的范围内起伏变化,即 $\alpha_r \geq \alpha \geq \alpha_a$,随着频率增加,多孔吸声材料的吸声系数趋于稳定。

从工程实用角度看,多孔材料的吸声性能主要受到厚度、体积密度、背景空腔、面层等因素影响。其影响规律如下:

a) 增加材料厚度,低频吸收很快增加,对高频影响很小。第一共振频率 f_r 会随着材料厚度向低频移动,高频吸声系数 α_m 主要受到材料声阻抗影响,与材料厚度关系不大。

b) 在一定条件下改变体积密度,首先使高、中频吸声系数改变。在实用范围内,材料体积密度或纤维直径的影响,比材料厚度所引起的吸声系数变化要小,它们对吸声材料的选择,可以认为是第二位的。

c) 背景空腔,在多孔材料后部设置空腔,可以增加低频吸声系数。

d) 在多孔材料表面布置面层或涂刷层,改变了材料表面的声阻,会使多孔材料的高频段到中频段的吸声系数大大下降。因此,多孔材料在风洞中不宜刷涂层,可用穿孔板或吸声毛毡作为面罩固定。

(2) 共振吸声结构吸声特性

多孔吸声材料对低频声吸声性能比较差,因此常用共振吸声结构原理来解决低频声的吸收。亥姆霍兹谐振腔是一个半密闭的硬表面容器,通过一个小的开口与大气相连接。单个共振器可看成由几个声学作用不同的声学元件所组成,开口管内及管口附近空气随声波而振动,是一个声质量元件。空腔内的压力随空气的胀缩而变化,是一个声顺元件。而空腔内的空气在一定程度内随声波而振动,也具有一定的声质量。空气在开口壁面的振动摩擦,由于粘滞阻力和导热的作用,会使声能损耗,它的声学作用是一个声阻。当入射声波的频率接近共振器的固有频率时,孔颈的空气柱产生强烈振动,在振动过程中,由于克服摩擦阻力而消耗声能。反之,当入射声波频率远离共振器固有频率时,共振器振动很弱,因此声吸收作用很小,可见共振器吸声系数随频率而变化,最高吸声系数出现在共振频率处。

在风洞中,常用的共振吸声结构是微穿孔板。微穿孔板是在薄板上穿以大量的细小孔,板后留一适当距离,装到墙上,并在内部填充多孔吸声材料,从而形成普通穿孔板吸声结构。其特点是构造简单、易于清洗、耐高温,且相对于普通穿孔板,对流场影响较小,适合在风洞流道中使用,如陈吉明[7]在对CARD C(中国空气动力研究与发展中心)的0.6 m连续式跨声速风洞进行降噪技术试验时就在风机段采用了微穿孔板吸声方案。

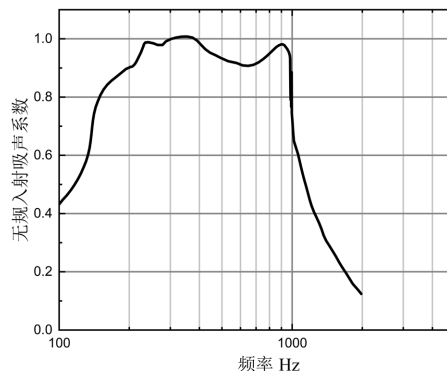


Figure 4. Acoustic performance of dual-layer microperforated panel

图4. 双层微穿孔板吸声特性

微穿孔板板厚在 0.2~1 mm 之间, 孔径在 0.2~1 mm 之间; 穿孔率在 0.5%~4% (穿孔率在 1%~2.5% 时的吸声效果更好)。当微穿孔板厚大于 1 mm, 孔径大于 1 mm, 穿孔率过大或者过小, 吸声系数会明显下降。

为吸收不同频率的噪声, 还可采用多层微穿孔板组合结构。图 4 为双层微穿孔板结构的吸声特性, 其前腔为 80 mm, 后腔为 120 mm, 前后层微穿孔板穿孔率分别为 2% 和 1%, 孔径、板厚均为 0.8 mm, 较高的共振频率在 8001 z 处由前腔决定, 240 Hz 处的共振频率由后腔决定。

(3) 消声器选择

微穿孔板对低频声吸收较好, 但对高频声吸收较差; 而多孔吸声材料对高频声的吸收很好。在风洞消声处理中, 常将二者相结合使用, 即采用穿孔板 + 吸音棉和微穿孔板降噪措施, 通常能取得较好的消声效果。

风洞中风机区域的噪声频率下限可取 100 Hz。根据吸声材料厚度估算公式:
 $\delta = \beta c / f_{\text{下限}} = 0.057 \times 340 / 100 = 193.8 \text{ mm}$, 建议取多孔吸声材料厚度为 200 mm。在微穿孔板的选择上, 查阅《噪声与振动控制工程手册》, 可选用双层微穿孔板。表 4 给出两个推荐的微穿孔板组合方案供参考。

Table 4. Absorption coefficients of perforated plate resonant absorbers
表 4. 穿孔板共振吸声结构吸声系数

微穿孔板	穿孔率(%)	空腔距离/mm	下述频率/(Hz)的吸声系数					
			125	250	500	1000	2000	4000
双层微穿孔板, 孔径 0.8 mm, 板厚 0.9 mm	2.5 + 1	D1 = 40; D2 = 160	0.58	0.99	0.54	0.86	-	-
	2 + 1	D1 = 80; D2 = 120	0.48	0.97	0.93	0.64	0.15	-
双层微穿孔板, 孔径 0.8 mm, 板厚 0.8 mm	2 + 1	D1 = 80; D2 = 120	0.41	0.91	0.61	0.61	0.31	0.30

以表 4 中第一行为例, 对微穿孔板方案具体实施时的参数进行解释。两层为穿孔板的微孔孔径均为 0.8 mm, 板厚均为 0.9 mm, 与风洞流道气流接触的微穿孔板的穿孔率为 2.5%, 中间层微穿孔板的穿孔率为 1%, 表层微穿孔板和中间层微穿孔板的距离为 40 mm, 中间层微穿孔板和风洞壁面的距离为 160 mm。在施工过程中, 微穿孔板可用 300 × 300 mm 的横隔板分隔成独立的空腔。在空腔结构的间隔中, 可以间隔填充消音棉, 以消除宽频带噪声中的高频声。

5.3. 吸声材料布置方式

(1) 风机动力吸声材料布置

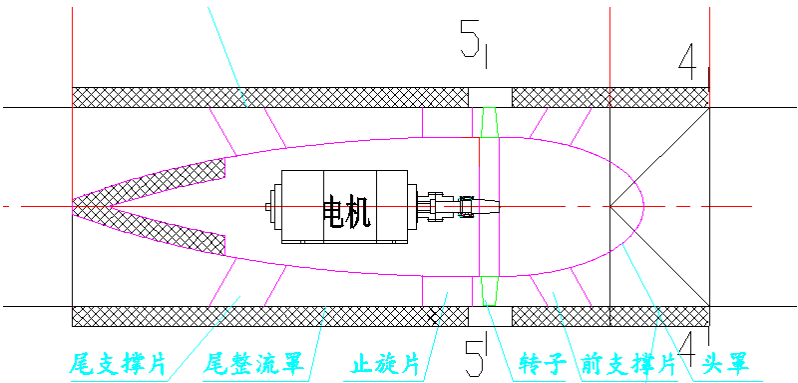


Figure 5. Aerodynamic noise absorption layout of the fan compartment
图 5. 风机动力段吸声布置

风机动力段区域主要是风机旋转噪声和涡流噪声，是风洞噪声控制的重点，其频率较低宜采用双层微穿孔板方案。消声器布置在风洞壁面四周，从动力段入口到风机尾部全覆盖，消声器长度为 6.4 m，图 5 给出了风机动力段消声器布置示意图。采用双层微穿孔板方案，两层微穿孔板的孔径均为 0.8 mm，板厚均为 0.9 mm，与风洞流道气流接触的微穿孔板的穿孔率为 2.5%，中间层微穿孔板的穿孔率为 1%，表层微穿孔板和中间层微穿孔板的距离为 40 mm，中间层微穿孔板和风洞壁面的距离为 160 mm。该区域可沿气流方向布置横隔板，将微穿孔板之间的空腔分成约 100 mm 左右互不联通的多个部分。

(2) 平直段消声器布置

在风机下游的平直段 2 应设置消音器，消除高频的噪声和风机辐射带来的噪声。在风机上游，气流流过试验段后经过辅速试验段，然后流经第一拐角、平直段 1 和第二拐角，回到风机。在平直段 1 和平直段 2 壁面设置消音器时，考虑到噪声频率相对于风机段噪声会更高，可采用图 6 的布置方法，将微穿孔板和多孔吸声材料交替布置。受导流片尺寸限制，不宜在导流片上贴附吸声材料消声，可在平直段 1 和平直段 2 中间位置，布置片式消音器，内部填充消音棉即可。

a) 平直段 1

该部分截面为 $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ 的正方形，在竖直壁面上贴附吸声层即可。内侧消声器长度为 6.72 m，外侧消声器长度为 8.79 m。吸声材料布置如图 6 阴影部分所示。

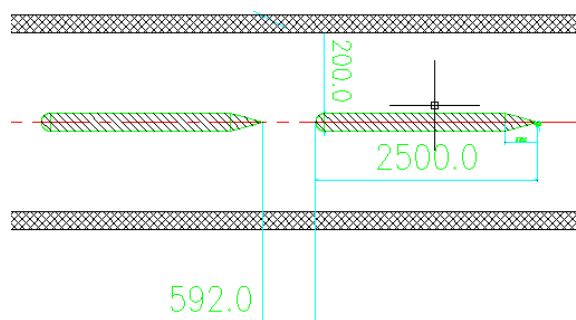


Figure 6. Acoustic insulation material layout in the central section of the flat section 1

图 6. 平直段 1 中部流场吸声材料布置

在平直段 1 中部位置，设置两个片式消声器，沿着流向方向排列，间隔为 592 mm。其厚度为 200 mm，总长度为 2500 mm。其一端为半圆，另一端截面为三角形，角度为 30 度。内部填充消音棉，用多孔板固定，并用吸声毛毡/酚醛玻纤毡包裹。吸声材料布置如图 7 阴影部分所示。

b) 平直段 2

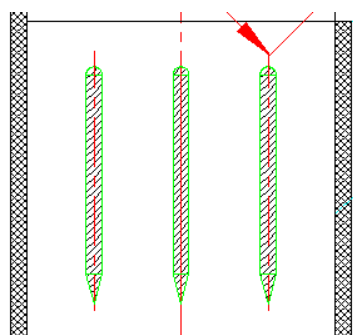


Figure 7. Acoustic insulation material layout for flat section 2

图 7. 平直段 2 吸声材料布置

该部分的截面为 3.9 m 宽, 3.2 m 高的长方形截面。同样在竖直墙面上设置消声器。内侧消声器长度为 8.09 m, 外侧消声器长度为 4.00 m。消声器布置如图 7 阴影部分所示。

在平直段 2 中部, 设置 3 个片式消声器, 两侧消声器中心线距离洞体壁面 850 mm, 中间消声器在洞体中心线位置。片式消声器厚度为 200 mm, 总长度为 3000 mm。其一端为半圆, 另一端截面为三角形, 角度为 30 度。内部填充消声棉, 表面用多孔板固定, 并用吸声毛毡/酚醛玻纤毡包裹。吸声材料布置如图 8 阴影部分所示。

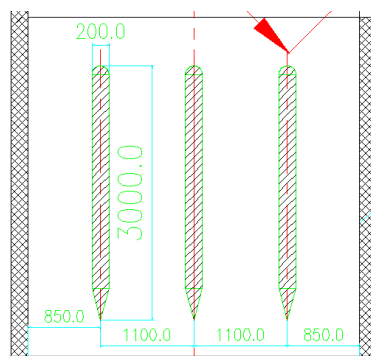


Figure 8. Silencer configuration for flat section 2

图 8. 平直段 2 消声器布置

6. 结论

- 合理选择回流式低速风洞收缩比, 优化匹配风洞各部段并配套完整的整流措施, 使风洞具备高品质流场。
- 采用变桨距轴流风扇设计, 通过风扇叶片安装角的调节, 使风洞在多试验段流量与压升不匹配的情况下的能够满足实验功能需求。
- 通过风洞声学设计, 明确了风洞噪声源与声学特性, 针对性选择不同消声方式使风洞满足低噪声需求。

参考文献

- [1] 刘政崇, 等. 高低速风洞气动与结构设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [2] Janssen, *et al.* (1994) SAEJ2071. Aerodynamic Testing of Road Vehicles-Open Throat Wind Tunnel Adjustment. An American National Standard.
- [3] 高丽敏, 刘哲, 蔡明, 刘波, 程昊, 黎浩学. 四种风洞收缩段流场特性对比[J]. 航空动力学报, 2020, 35(8): 4695-1705.
- [4] 陈力, 等. T/CSAE146-2020. 汽车整车空气动力学风洞试验气动风洞试验方法[S]. 重庆: 中国汽车工程学会, 2020.
- [5] 廖达雄, 等. 轴流式风扇气动设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2018.
- [6] 王庆洋, 等. 3/4 开口试验段汽车气动-声学风洞低频颤振及抑制手段[R]. 重庆: 中汽中心空气动力学实验室, 2019.
- [7] 陈吉明, 吴盛豪, 陈振华, 等. 连续式跨声速风洞回路吸声降噪技术试验研究[J]. 西北工业大学学报, 2020, 38(4): 855-861.
- [8] 任栋, 席德科, 白存儒, 等. 低速风洞的消声降噪改造设计研究[J]. 实验流体力学, 2010, 24(4): 80-84.
- [9] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [10] 马大猷. 微穿孔板吸声结构的理论与设计[J]. 声学学报, 1975(1): 38-49.
- [11] 李征, 陈志敏. 低速声学风洞的降噪措施设计[J]. 河南科技, 2021, 40(31): 21-24.