

文章编号:1007-3124(2000)03-0066-07

## 新型空气低温跨声速原理性风洞研制

廖达雄<sup>1</sup>,陶 瑜<sup>1</sup>,俞鸿儒<sup>2</sup>

(1. 中国空气动力研究与发展中心,四川 绵阳 621000; 2. 中国科学院力学研究所,北京 100080)

**摘要:**为解决常规风洞雷诺数模拟不足的问题,采用低温风洞已被证明是一条可行的途径。目前世界上几乎所有运转的低温风洞都是采用液氮气化吸热方法来降低和保持试验气体的温度。对于大型低温风洞,这种制冷方案存在着运转费用高昂和环境污染的缺点。为克服上述缺点,俞鸿儒院士提出了一种用空气作试验气体,藉热分离器制冷并回收排气冷量的新型低温风洞的概念。此原理性风洞的研制就是要从其基本原理、设计特点及实验结果等方面来验证和探讨这种新概念的可应用性和应用前景。

**关键词:**低温;风洞;制冷;热分离器;热交换器

**中图分类号:**V211.74<sup>+</sup>10 **文献标识码:**A

### The research of a new type of air cryogenic wind tunnel

LIAO Da-xiong<sup>1</sup>,TAO yu<sup>1</sup>,YU Hong-ru<sup>2</sup>

(1. China Aerodynamics Research & Development Center, Mianyang 621000, China; 2. Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

**Abstract:** Since there are the defects of high operation cost and air pollution in existing cryogenic wind tunnels refrigerated by liquid nitrogen, a scheme of a new type of air cryogenic wind tunnel was put forward. In order to verify the feasibility of the scheme and study related techniques, a pilot research facility was established. This paper gives a brief description of its principle, design features and preliminary experimental results.

**Key words:** cryogenic wind tunnel; refrigeration; thermal separator; heat exchanger

## 0 引 言

随着飞行器性能及其经济性要求的不断提高,迫切需要提高飞行器地面试验设备的试验雷诺数,以便精确研究边界层增长及转捩,分离流动与失速特性,激波与边界层相互干扰等一些对雷诺数非常敏感的气动力问题,但常规风洞的试验雷诺数不能满足要求。

收稿日期:1999-07-14;修订日期:2000-03-24

基金项目:国防科技预研基金(94J13A.1.3.KG29)

作者简介:廖达雄(1963-),男,浙江衢州市人,中国空气动力研究与发展中心高级工程师。

为解决常规风洞雷诺数模拟能力不足问题,降低试验气流总温已被证明是一条可行的途径。从70年代初开始研制低温风洞以来,世界上现已建成20多座低温风洞,这些风洞中绝大多数是用于解决和摸索低温风洞有关技术的实验性风洞,其中有3座为大型生产性低温风洞。

目前世界上几乎所有在运转的低温风洞都是采用液氮气化吸热的方法来降低并保持试验气体的温度。对于大型低温风洞来说,采用这种制冷方案存在着严重的不足,其中最主要的原因是需要耗用大量价格高昂的液氮,造成运转成本很高。如美国的NTF风洞在最高雷诺数下运转时,需用液氮25t/min,按液氮价格每吨700美元计,每分钟仅液氮费即需18000美元。高昂的运转费是目前绝大多数低温风洞仍停留在小尺寸阶段,而未能向大型化发展的重要原因。另外大量低温无氧废气直接排入大气,对当地气象及生态环境也有不利影响。为克服现有低温风洞的上述缺点,俞鸿儒院士首先提出了一种新型空气低温风洞的概念。新型风洞用空气作为试验介质,采用了热分离器制冷并回收排气冷量的制冷方案。该方案具有结构简单、运转经济等特点。本原理性风洞的研制就是为了验证新低温风洞概念的可行性和应用前景,探索一条发展适合于我国国情的高雷诺数风洞的道路。

## 1 风洞总体方案

为节省投资,以便集中力量研究关键性技术问题,原理性风洞定为直流跨声速风洞。风洞的试验段尺寸取为50mm。风洞使用干燥空气作为试验介质。为获得较高的风洞单位试验雷诺数,试验段气流的温度应达到较低温度,在使用2MPa的中压气源条件下,争取达到100~120K。由于本研究项目仅是原理性的验证实验研究,故流场指标未作要求。

风洞的气动总体布置见图1。目前使用的中压气源虽经干燥处理过,但空气的湿含量仍达不到低温风洞的使用标准,为防止湿气在热分离器、换热器中及在阻尼网和模型上凝结,需把来自气源空气的湿含量从约 $200 \times 10^{-6}$ 降到 $20 \times 10^{-6}$ 左右。来自气源空气首先经干燥罐干燥处理,然后进入换热器,在换热器中,和另一股来自试验段的冷气流进行热交换,温度降低。经换热器预冷后的空气进一步由热分离器降温到预定的气流温度。之后,降温后的干燥冷气流流入风洞内,并在试验段中形成跨声速气流。由于气流温度降低,从而风洞的试验雷诺数增加。干燥的冷气流从风洞中流出后,重新进入换热器,将冷量传给来自气源空气,自身温度升高,而后从排气管中排入大气。

本风洞在环境压力下运行,风洞试验段的气流压力是不能独立控制的。但为了研究这种低温风洞的运转调节特性,风洞中设置有温度和流量的调节旁路和阀门,以使风洞具有独立改变气流马赫数和温度的能力。

改变试验段气流温度的简单方法是改变热分离器的膨胀比。这可以通过调节图1中节点5-6间的阀门来实现。热分离器的膨胀比增加,出口的温度下降。但热分离器的膨胀比变化必然会引起热分离器流量的变化,当风洞处于亚声速运转时,会进而引起试验段中马赫数的变化。为使风洞在改变气流温度的同时,保持试验段中马赫数基本不变,在制冷系统中设置了一温度控制旁路。同时调节节点5-6和8-9间阀门,可调节

试验段气流温度,而热分离器的膨胀比则可维持不变。

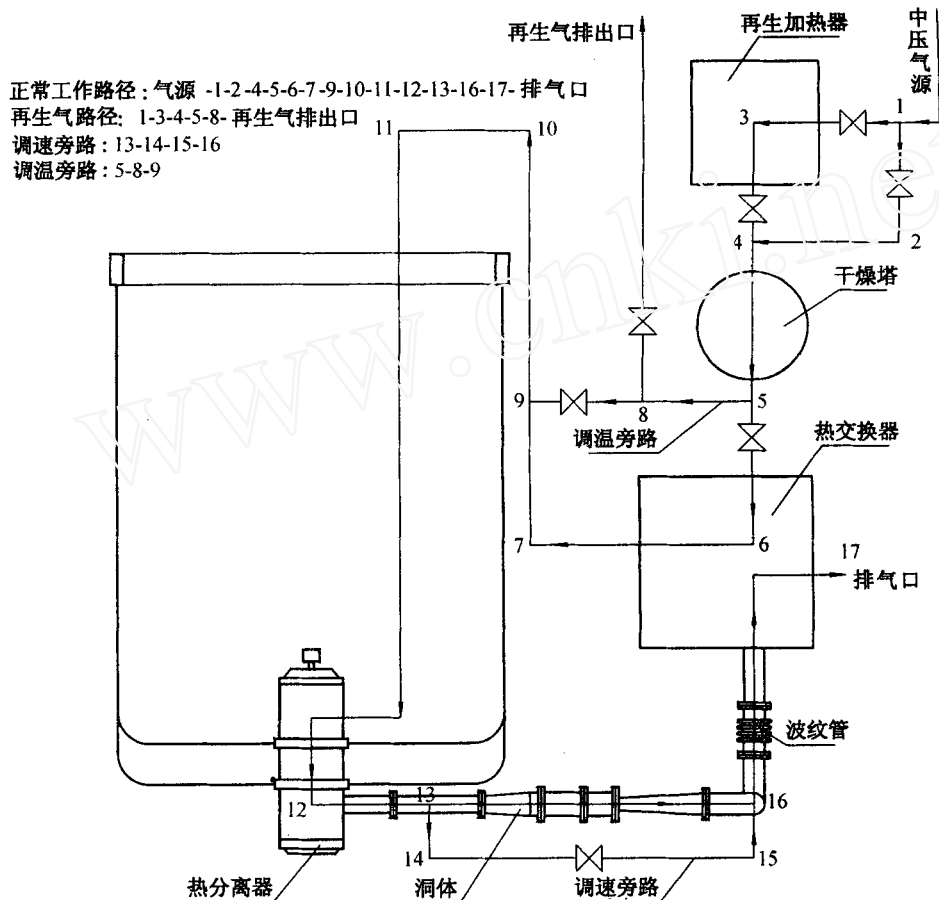


图1 系统工作原理图

Fig. 1 Schematic drawing of system

试验段气流的马赫数控制在亚声速区是通过改变试验段流量来实现的。热分离器的流量和膨胀比是成正比的。如果我们在调节试验段马赫数的同时,希望保持试验段气流温度不变,则热分离器的膨胀比也应保持不变。为此在风洞中设置了流量控制旁路,通过调节旁路中节点14-15间的阀门,可改变试验段的气流马赫数,而试验段气流温度基本不变。当风洞处于超声速或近声速时,风洞马赫数的调节直接通过调节热分离器出口压力改变风洞压缩比来实现(试验段为开槽壁,试验段出口设有引射缝)。

## 2 空气制冷系统

空气制冷系统由热分离器和换热器组成,该两部件是本设备的特征结构。热分离器是一种利用压缩气体压缩功制冷的新型冷冻机械。热分离器由转动喷嘴和许多紧密排列在转动喷嘴旋转圆周上的激波管组成。其结构示意图见图2,详细的分析计算参见文献[1]。工作过程中,旋转喷嘴依次扫过一系列固定的激波管。当喷嘴与某一激波管对接时,高压气体通过喷嘴射入激波管。在射入气体的驱动下,原在激波管内的气体中形成

向前传播的激波。激波扫过之处,气体被压缩、加热和加速。当喷嘴转开以后,激波管与低压排气室接通。射入激波管中的气体经过膨胀反向流出。由于高压气体对被驱动气体作功,从排气管排出的气体温度便降了下来,从而达到制冷目的。换热器在低温风洞中用于回收排气冷量,在本系统中流量及热负荷大,工作温度范围宽,两股流皆为气体,其中一股压力较高,要求结构尺寸小。综合上述诸多因素,采用了板翅式换热器。这种换热器的生产技术在国内外已经成熟。

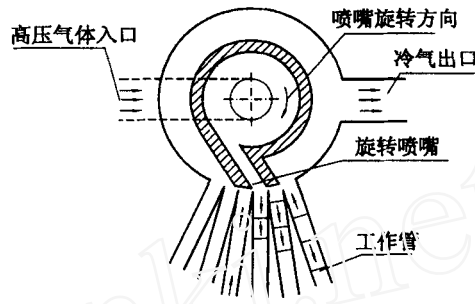


图 2 热分离器原理示意图  
Fig. 2 Sketch of thermal separator

在工作气体是理想气体的假定下,热分离器的等熵效率定义为

$$\eta_s = \frac{T_H - T_L}{T_H \left[ 1 - \left( \frac{p_L}{p_H} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

式中:  $p$  为压力,  $T$  为温度,下标 H 为热分离器入口参数,下标 L 为热分离器出口参数。

换热器的效率定义为冷排气能吸收的焓差与压缩空气降温释放的焓差之比(假定换热器不吸收或释放热量,空气比热在工作参数范围内变化不大)

$$\eta_e = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (2)$$

式中:下标  $h$  为热流,下标  $c$  为冷流,下标 1 为入口,下标 2 为出口。

由表 1 算例可以看出:换热器效率选为 90% 是适当的(本风洞实测为上述数值)。如再提高换热效率,则用料太多,造价将迅速提高。工业用热分离器效率容易达到 50%,本风洞用热分离器效率不到 35%,应作为今后工作改进的重点。如果换热器效率为 90%,热分离器的效率达到约 40%,热分离器的膨胀比为 7 左右(气动中心二所气源可以提供),就能将空气温度从 300K 降至 100K。

表 1 将空气从 300K 降到 100K 所需的膨胀比  $p_H/p_L$

Table 1 The expansion ratio  $p_H/p_L$  needed to reduce air temperature from 300K to 100K

$p_H/p_L$	$\eta_s / \%$					
	30	40	50	60	70	
$\eta_e / \%$	85	170.00	20.30	8.73	5.47	4.05
	90	17.10	6.60	4.13	3.12	2.59
	92	8.60	4.39	3.09	2.49	2.16

未考虑热分离器出口经各部件至热交换器冷流入口温度升高

### 3 风洞结构和工艺设计

原理性风洞的系统工艺布置见图 1。在工艺布置及系统结构设计中主要对系统的经济性、可靠性、热胀冷缩、使用操作的方便性和可维护性等方面作了深入的考虑。

风洞结构选取直流式、气流的干燥及其加热再生系统的工艺选择均是考虑了系统经济性的结果。在洞体材料的选择上,主要考虑的是工作时的牢固可靠。原0.1m低速低温风洞采用铝材作洞体材料,经多次装拆,已造成不少部位的螺纹损坏,为此不得不采取一些补救措施。鉴于此,新低温风洞采用强度高的耐低温材料1Cr18Ni9Ti作为洞体管道的材料。但是用1Cr18Ni9Ti也有其不足之处,一是1Cr18Ni9Ti的价格和铝材相比较贵。二是在低温下钢的比热约为铝的两倍,所以采用1Cr18Ni9Ti作洞体材料,在外绝热的情况下,洞体结构热容量大、预冷及温度调节时间更长。

从中压气源引气点开始至气波机的所有管道、阀门、部件都将承受最高达2MPa的压力,除了对各部件、阀门提出承压要求外,还要求结构的可靠性尤其是焊缝的可靠性。管道材料选用无缝钢管,并且经受低温的管道选用1Cr18Ni9Ti无缝钢管,各个三通、弯头皆购买由无缝钢管煅制成的产品。

系统结构在工作中受影响最大的因素是温度的大幅变化,经历低温的洞体及部分管路的温度变化范围为120K~293K,变幅达173K,如果气波机的制冷效率有较大提高的话,变化范围还要更大。而干燥塔加热再生气体经过的部分管路最高温度达260℃,从20℃的室温起点算变幅达240℃。如此大的温度变化幅度,必须在系统设计之初予以考虑,避免工作中系统管路承受大的热应力。尤其是洞体管道部分,直径大刚性强,其两端皆固定(一端接气波机,一端接换热器),在允许自由热变形的情况下,洞体管道沿轴线方向热变形 $\Delta L = 7.13\text{mm}$ ,这么大的 $\Delta L$ ,如果由刚性很足的洞体管道变形吸收的话,势必在管道的薄弱环节上产生很大的热应力,同时在法兰上产生很大的拉伸力,对气波机和换热器极为不利。对于干燥剂再生气流经过的管路,尽管温差更大,但由于是空间复杂管系,情况相对好一些。在再生气体管路上布设了“L”形及方形结构以吸收热变形,达到降低工作时热应力的目的。而对于风洞管道,由于尺寸的限制则不能采用这种方法。为此在风洞洞体管路中的末端处亦即进入换热器之前布设一波纹管以吸收洞体管路的热变形。在这个位置上,波纹管既能吸收洞体水平轴线方向上的热变形,又能吸收洞体垂直部段的热变形,并且不增加洞体轴线方向上的尺寸。为利于洞体自由伸缩,洞体支承做成可滑移式的,允许洞体在其轴线方向上作水平滑移。

#### 4 初步实验结果和分析

新型空气低温风洞于1998年05月和09月分别进行了两期实验。每次实验前对空气干燥罐进行干燥再生处理。两期实验时的环境温度均约为22℃。实验表明,风洞各系统和部件运转正常、调节方便;风洞试验段气流马赫数达到1;试验段气流温度降至118.5K(突破了120K的设计指标),风洞单位雷诺数达到 $5.56 \times 10^7$ (试验段总压 $p_{0t} = 0.135\text{MPa}$ ,马赫数 $M = 0.9$ );风洞的气流马赫数和温度可方便地得到控制。

为安全起见,第1期实验时热分离器的转速较低,通过调试后选取了约960r/min的转速。经几次实验,试验段气流温度降至了131.8K,试验段气流马赫数接近1。这时,热分离器的膨胀比约为8.2,热分离器的温降为 $\Delta T = 17.5\text{K}$ ,热分离器效率为26%,而换热器效率为90%左右。

根据第1期实验运转经验,为进一步降低试验段气流温度,第2期实验时对热分离

器采取了进一步的绝热措施,并将热分离器的转速从 960 r/min 提高到了约 1770 r/min。第 2 期实验的主要结果见图 3~图 6。由图 3 和图 4 可见,经 1h 左右时间的运转,在热分离器膨胀比约为 8.5 时,试验段温度达到了 118.5K,这时,热分离器的温降  $\Delta T=21.4\text{K}$ ,热分离器的效率为 33.3%。图 5 为换热器出入口温度和效率随时间的变化关系,在较低温度下,换热器达到了 90% 的较高效率。

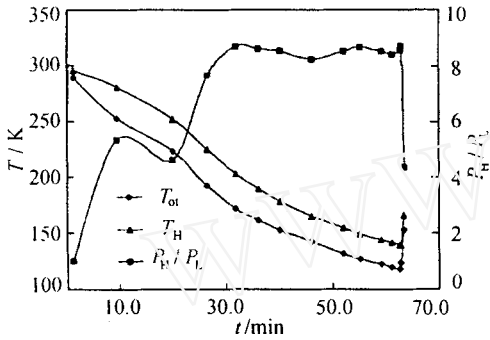


图 3 热分离器膨胀比和出入口温度随时间的变化

Fig.3 Change of expansion ratio, inlet temperature and exit temperature of thermal separator with time

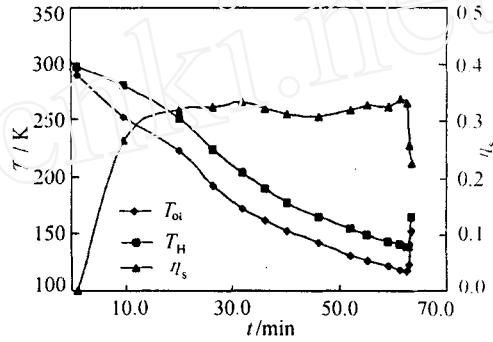


图 4 热分离器出入口温度和效率随时间的变化

Fig.4 Change of efficiency, inlet temperature and exit temperature of thermal separator with time

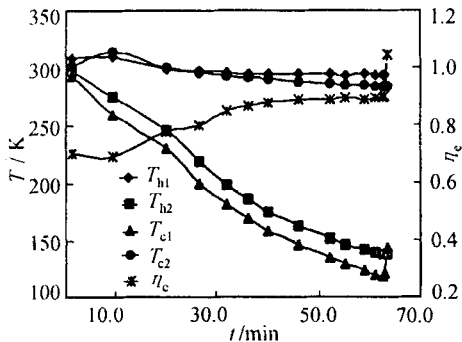


图 5 热交换器出入口温度和效率随时间的变化

Fig.5 Change of efficiency, inlet temperature and exit temperature of heat exchanger with time

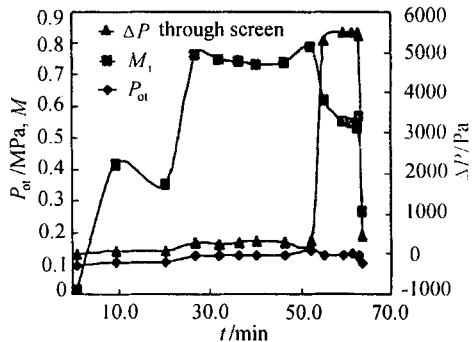


图 6 试验段总压  $p_{0t}$ 、马赫数和阻尼网压差随时间的变化

Fig.6 Change of stagnation pressure and Mach number in test section and  $\Delta p$  through screen

在两期实验中,当风洞运转约 1h,试验段气流温度达到 133K 以下后,热分离器工作均开始出现异常,转速逐渐下掉,最后导致被迫停车。在开始出现异常到被迫停车前这段时间里,试验段温度仍在继续下降。据初步分析,出现异常的原因可能是由于长时间运转和气流温度过低,气流中的水汽甚至  $\text{CO}_2$  凝结导致热分离器转子和迷宫密封处结冰所致。图 6 中,阻尼网前后压差同时迅速增加的结果也说明了有水汽在阻尼网上迅速凝结的现象存在。这表明目前的空气干燥罐的干燥能力仍显不足。

两期的实验结果说明新型空气低温原理性风洞的技术性能达到了设计指标,原理性风洞的研制取得了成功,从而证明这种新型低温风洞的概念在技术上是可行的。当然,风洞系统的具体性能和运转特性仍需进一步研究,如何使这种新型低温风洞的概念经济实用地得到应用也需要作更深入的探索。

## 5 小 结

为了克服现有液氮制冷低温风洞存在的运转费用高昂和环境污染问题,笔者采用了一种用空气作试验气体,藉热分离器制冷并回收排气冷量的新型低温风洞方案。本原理性风洞的研制就是为了验证和探索这种新型低温风洞的可行性。原理性风洞主要有以下特点:

(1)风洞用压缩空气作为试验介质,并用热分离器制冷,可以免去使用价格昂贵的液氮,降低了运转成本,同时可消除液氮制冷引起的对气象和环境的不利影响。

(2)风洞在进排气回路中设置了热交换器,可回收排气的绝大部分冷量,大大节约了能源消耗。

(3)为使热分离器和热交换器组成的制冷系统的运转特性适应于风洞的运转特性和要求,风洞中设置了温度和流量的调节旁路,从而使风洞具有独立改变气流马赫数和温度的运转能力。

(4)管道中设置的空气干燥装置可较好地防止水蒸气在热分离器、热交换器和阻尼网上的凝结,以免设备损坏。但该装置存在干燥能力不足的问题尚待解决。

(5)风洞采用了单向可滑移支座允许洞体作轴向伸缩,同时采用波纹管及曲回管路来吸收洞体及其它管路产生的热变形从而有效降低了管路系统的热应力。

(6)本次订购的热分离器性能较差( $\eta_s < 35\%$ )导致风洞启动过程太慢,尚未达到极限低温,今后应着重解决这一问题。

风洞实验结果表明,风洞各系统和部件运转正常、调节方便,风洞技术性能达到了设计指标。风洞试验段气流马赫数达到1,试验段气流温度达到118.5K,并仍有进一步降低的潜力,风洞各气流参数可灵活方便地得到控制。这表明新型空气低温风洞的研制取得了成功,这种低温风洞的新概念在技术上是可行的。

### 参考文献:

- [1] 俞鸿儒. 热分离器内的流动. 大连工学院学报, 1984, 23(4): 1~7.