

(20)

377-381

利用热分离器产生低温试验气流*

俞鸿儒

(中国科学院力学研究所, 高温气体动力学实验室, 北京 100080)

V 211.74

关键词

低温风洞

高雷诺数

热分离器

气流

随着飞行器尺度不断增大, 风洞试验雷诺数模拟能力的不足变得更加突出. 由于雷诺数能力不能满足要求, 风洞试验常常被迫采用人工方法去促使试验模型表面边界层提前转捩. 然而这种广泛使用的人工转捩技术并不能全面模拟边界层分离和激波-边界层干扰特性. 60年代美国研制大型运输机时, 低雷诺数风洞提供的压力中心数据误差太大. 试飞中险些酿成严重事故. 提高风洞雷诺数引起广泛的关注^[1].

提高风洞雷诺数能力有多种途径: 诸如改用较空气重的气体作试验介质^[2]、增大风洞尺寸因而增大试验模型^[3]、提高操作压力^[4]以及降低试验气流温度^[5]等. 在上述各种可能增加风洞雷诺数的方法中, 无论是降低造价和运行费用, 还是增加研究能力方面, 降低试验气流温度都显示出优越性^[6].

在模型尺寸和气流总压相同条件下, 试验气流总温由常温 322 K 降至 100K, 雷诺数可提高 5 倍, 驱动功率下降 45%^[7].

从 70 年代起, 全世界已先后研制建造了一大批低温风洞. 这些风洞都采用液氮作冷源. 费用昂贵, 因此绝大多数尺寸都不大. 迄今为止, 仅限于美国和欧洲共同体各建成一座满足设计大型飞机进行气动试验所需雷诺数要求的低温风洞. 这种大型低温风洞耗用巨量液氮. 以美国 NTF 低温风洞为例, 在最大雷诺数条件下, 每分钟耗用液氮 27 t, 约 2 万美元. 此外, 风洞排出大量低温氮气, 还对当地气象和生态环境造成不利影响.

本文描述利用热分离器将压缩空气降温, 作低温风洞气源的方法. 据此建造的低温风洞可降低风洞运行费和对环境的污染.

1 热分离器

热分离器是产生低温气流的关键设备, 首先对热分离器作简单介绍. 它是藉压缩气体自身压缩功致冷的一种新型冷冻机械^[8,9]. 它由转动喷嘴和许多紧密排列在转动喷嘴外圆周上的激波管组成(图 1).

工作过程中转动喷嘴依次扫过一系列固定的激波管. 当喷嘴与某一激波管联通时, 高压气体经喷嘴射入激波管. 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.

1996-09-27 收稿, 1997-05-05 收修改稿

* 国家自然科学基金资助项目(批准号: 19482007)

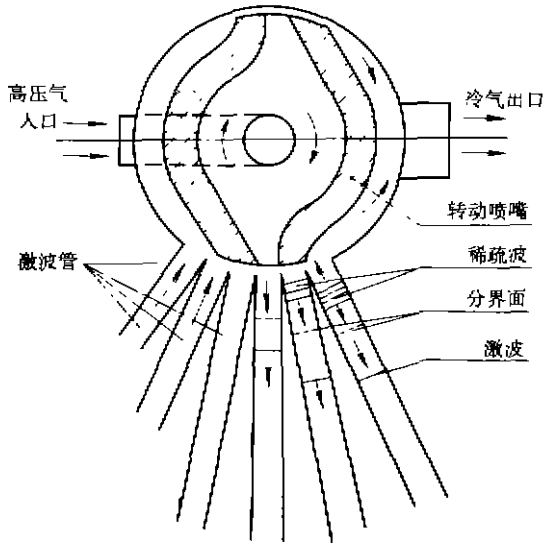


图 1 热分离器简图

激波扫过之处, 气体被压缩, 加热和加速. 当喷嘴移开后, 激波管与低压排气管接通. 射入激波管的气体经稀疏波反向流出. 由于射入气已对原在管中的气体做功, 排出的气体温度被降下来. 射入气排尽后完成一个循环. 被激波作用过的气体通过管壁散热将获得的能量散到周围环境. 循环结束时恢复到初始状态.

对于每一根激波管, 排气是间歇性的. 由于多根激波管依次且重叠排气, 排气管内流动基本上是定常的. 热分离器结构简单, 造价低廉, 维护方便且抗侵蚀能力强. 加上适于制造大流量设备, 因此宜于用作风洞部件.

热分离器致冷效率 η_s 定义为进出口温差与相等压降条件下等熵膨胀温差之比.

$$\eta_s = \frac{T_H - T_L}{(T_H - T_L)_s} = \frac{1 - T_L/T_H}{1 - (T_L/T_H)_s} = \frac{(1 - T_L/T_H)}{[1 - (P_L/P_H)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]}, \quad (1)$$

式中 T_H 和 T_L 分别为热分离器进口和出口处气体温度, P_H 和 P_L 分别为进口和出口处压力, γ 为气体比热比, 括号外下标 S 表示等熵过程.

热分离器进出口压力比 P_H/P_L 随进出口温度比 T_H/T_L 增高而急剧增大, 随热分离器效率增加而下降. 其变化趋势可参看图 2.

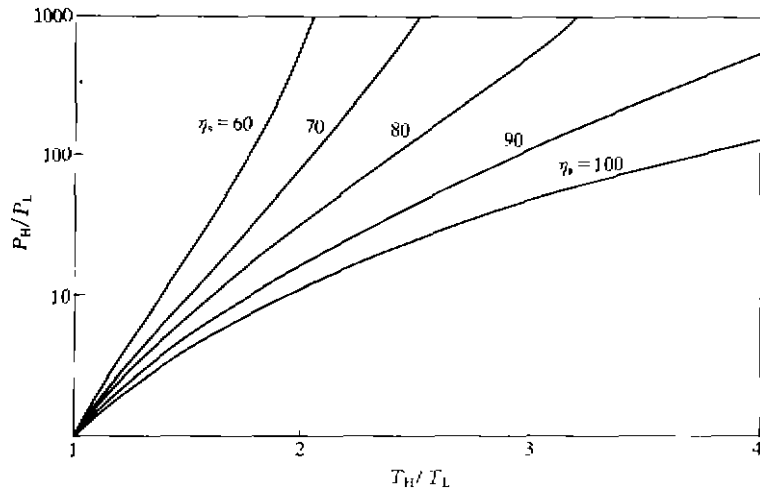


图 2 热分离器进出口压力比 P_H/P_L 随温度比 T_H/T_L 变化曲线

2 致冷方案

若单独使用热分离器降温, 当热分离器致冷效率为目前工业中使用的热分离器致冷效率 75% 时, 则将压缩空气由 322 K 降至 100 K, 要求热分离器进口压力高达出口压力 6 千多倍. 低温风洞总压均高于大气压. 因此单独使用热分离器降温要求气源压力过高, 实际上难以实现.

由图 2 可以看出: 随着 T_H/T_L 值降低, 所需进出口压力比 P_H/P_L 急剧下降. 预冷进入热分离器的压缩空气, 可降低温降比 T_H/T_L , 从而可降低气源压力.

现有液氮致冷低温风洞仅利用液氮的气化热来平衡气流在风洞中的摩擦生热和从风洞壁面传入的热量. 为了维持风洞定常流动, 需排出与喷入风洞中的液氮等量的低温气氮. 这些低温排气携带的冷量与液氮气化热相当. 如环境温度为 300 K, 排气温度为 100 K, 上述温差下, 氮气焓差达 209 kJ/kg^[10], 而液氮气化热只有 200 kJ/kg. Nelander^[11] 注意到这一问题, 提出将低温排气收集贮存起来加以利用. 由于风洞排气量巨大, 难以建造如此庞大的保温贮气罐. 尤其是未提出高效的利用方法, 他的设想从未实现.

利用低温排气冷量预冷气源, 既可节省能耗, 又可降低低温排气对当地气候的影响. 在风洞排气口添设双向热交换器, 压缩空气和低温排气同时通过该热交换器后, 前者温度将被降低, 而后者则被升高. 预冷后的压缩空气再输入热分离器进一步降温后作低温风洞气源. 由于热分离器温降比下降了, 所需进出口压力比就大大降低了.

按上述冷却方案构造的低温风洞结构示意图如图 3. 与液氮致冷低温风洞相比, 热分离器致冷低温风洞无需液氮系统. (包括液氮生产、运输、贮存以及喷射雾化设备) 只需增添热分离器和热交换器, 并可使用与普通风洞相同的气源.

将压缩空气从 322 K 降至 100 K, 所需气源压力较风洞总压的倍数与热交换器效率 η_e 、热分离器效率 η_s 以及管路损失有关.

热交换器效率定义为压缩空气流过热交换器后下降的温差与压缩空气和排气初始温差之比.

$$\eta_e = (T_1 - T_2) / (T_1 - T_3), \quad (2)$$

式中 T_1 为压缩空气初温, T_2 为压缩空气在热交换器出口处温度, T_3 为排气初温.

下表列出不同 η_e 和 η_s 值条件下, 将压缩空气从 322 K 降至 100 K 所需热分离器进出口处压力比 P_H/P_L :

$\eta_s / \%$	$\eta_e / \%$				
	70	75	80	85	90
50	277	79.8	28.2	11.3	4.9
60	46.6	23.6	12.4	6.6	3.5
70	19.4	12.1	7.6	4.7	2.9

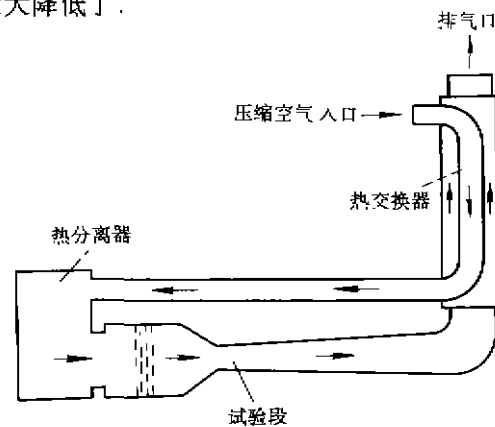


图 3 热分离器致冷直通型低温风洞

目前工业用热交换器可达很高的效率,考虑材料用量和造价,如选 $\eta_e = 80\%$,又选热分离器效率 $\eta_s = 70\%$,则由上表可查出要求热分离器进出口压力比 $P_H/P_L = 7.6$ 。加上各种管路损失,普通风洞中压(1.6 MPa)气源可充分满足常压低温(100 K)风洞供气要求。

3 原理性实验及结论

原理性实验布置如图 4。由二台 2V-6/8 型压气机并联供气。水冷并干燥后的压缩空气压力 $P = 0.46$ MPa,(表压,以下同)温度 306 K。实验结果如下:压缩空气流过热交换器后,温度降至 178 K,压力降至 0.38 MPa。预冷后的压缩空气流经热分离器并被进一步降温,温度降至 148 K,压力降为大气压。

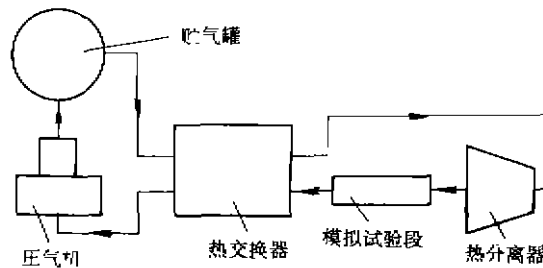


图 4 冷却方案原理性实验布置

实验利用已有热分离器,该设备未采用耐低温材料作原料,试验低温下限不宜进一步降低。按上述数据可求出:热分离器效率为 54.1%,热交换器效率为 81%。按上述数据推算,将压缩空气从 322 K 降至 100 K,要求热分离器入口处压力较出口处高 16 倍。工业用大型热分离器效率已达 80%^[12],因此对气源压力的要求应更低。

在实验起动过程中,热分离器入口处温度从 306 K 逐步降至 178 K。从入口和出口处压力和温度记录数据可求出致冷效率 η_s 值随入口初始温度的变化。结果表明:在该温度范围内,致冷效率 η_s 对入口温度不敏感。

风洞的流量都很大,工业中已广泛使用大流量热交换器,预计设计建造适用于低温风洞的热交换器技术上不会太困难。法国 NAT 新技术应用公司在 70 年代已为印尼 Handil,阿曼 Saih Rawl, Yibal 和 Fahud 油田装备了每天处理百万标准立方米量级油井气的热分离器,其中生产能力最大的达每天 5 百万标准立方米($\approx 58 \text{ m}^3/\text{sec}$)¹⁾。根据热分离器的构造特性,还可建造流量更大的热分离器。因而同样可满足低温风洞流量要求。

根据原理性实验结果和工业上应用热交换器和热分离器实践经验可推论:提出的产生低温气流致冷方案具有实用前景。当然,设计建造工程实用的低温风洞,尚需解决一些技术上的困难。

致谢 对李学来、梁士斌、朱澈等同志协助进行实验,特致谢意。

1) NAT 纳特新技术应用公司业务范围——天然气处理。中国对外翻译出版公司译,编号 81/017

参 考 文 献

- 1 Heppe R R, O'Laughlin B D, Celniker L. New aeronautical facility—we need them now. *Astronautics & aeronautics*, 1968, 6(3): 42~55
- 2 Von Doenhoff A E, Braslow A L, Schwartzber M A. Studies of the use of Freon-12 as a wind tunnel testing medium. NACA TN-3000, 1953
- 3 Baals D D, Stokes G M. A facility concept for high Reynolds number testing at transonic speeds. AGARD CP-83, 1971
- 4 Munks M M. On a new type of wind tunnel, NACA TN-60, 1921
- 5 Margouls W. Nouvelle methods d'essai de modeles en souffleries areodynamiques. *Compts Rendus Acad Sci*, 1920, 171: 997
- 6 Kilgore R A, Dress D A. The application of cryogenics to high Reynolds number testing in wind tunnels. *Cryogenics*, 1984, 25(8): 395~402
- 7 Goodyer M J, Kilgore R A. High Reynolds number cryogenic wind tunnel. *AIAA J*, 1973, 11(5): 613~619
- 8 俞鸿儒. 热分离器内的流动. *大连工学院学报*, 1983, 23(4): 1~7
- 9 Yu H R, Fang Y. The thermal separator—A new approach for refrigeration of pressurized gases. In: Kum Y W, ed. *Current Topics in Shock Waves*. New York: AIP, 1990. 659~664
- 10 Hilsenrath J, Beckett E W, Benedict W S, et al. Tables of thermal properties of gases. NBS Circular 564, 1955
- 11 Nelander E. A self contained cryogenic wind tunnel air supply system for a transonic blow down tunnel. In: *Proceedings of 1st intern. conf. on cryogenic wind tunnels*, Southampton, 1979
- 12 Sorvasier A, Amade J C, Schwall C. Le traitement des gaz associes à Laide du Séparateur thermique. *Petrole et techniques*, 1980, No 275, 21~25