

燃烧室突扩扩压器外壳形式对 扩压器性能影响的试验研究

西北工业大学

华光时 王维彬 唐 明 陈炳录

摘 要

通过自行设计的带有前置扩压器及盲孔火焰筒的二元对称直壁短突扩压器模型试验件,和八种扩压器外壳结构,着重探讨了扩压器外壳形式的改变对扩压器总性能的影响规律。通过大量的试验,得出一些重要结论,这些结论对实用型突扩扩压器的最佳设计将具有一定的指导意义。试验中测定了火焰筒头部区域的压力分布及前置扩压器中的沿程压力分布,为短突扩扩压器流场数值计算提供了必要的验证数据。

大量的试验研究结果^[1~4]表明短突扩扩压器具有长度短,结构简单,流动稳定,压力损失不大,对进口流场畸变不敏感等显著优点,能很好地与环形火焰筒配合使用,满足人们对燃烧室提出的新要求。但从公开发表的资料来看,还没有人对扩压器外壳结构形式对扩压器性能的影响进行系统的研究。不同形式的扩压器外壳将产生不同形态的突扩区流场,因此会对总性能产生不同程度的影响。本文的目的就是在前人已做过的工作基础上,进一步试验研究短突扩扩压器外壳形式不同对扩压器总性能的影响,同时也为突扩扩压器流场的数值计算提供必要的验证数据。

一、试验件及测试设备

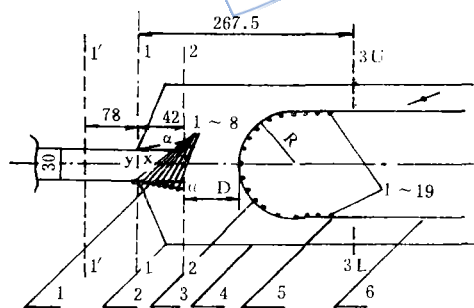


图1 试验件简图

1.前置扩压器 2.扩压器外壳 3.火焰筒头部
4.壳体 5.火焰筒体 6.风门,测压点

试验件为二元平面对称试验件。考虑到影响扩压器性能的因素很多以及后续工作能顺利进行,故试验件采用了组合结构,火焰筒头部形式是有级可调的;火焰筒的轴向位置(或突扩间距 D)及上、下腔道的流量分配是无级可调的。在本试验件上,既可用常规的探针法对流场进行测量,也可用非接触式的激光测速仪对流场进行测量。

本阶段试验选用带有半圆形头部的盲孔火焰筒及扩张角 $2\alpha = 12^\circ$ 的直壁前置扩压器,着重研究扩压器不同外壳结构形式对扩压器总性能

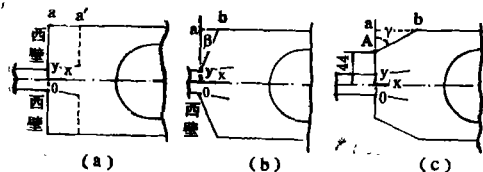


图 2 八种扩压器外壳简图

(a) 结构 1 (西壁于 a) 结构 2 (西壁于 a') (b) $\beta = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$ 分别为结构 3、4、5、6
(c) $\gamma = 60^\circ, 75^\circ$ 分别为结构 7、8,

的影响。扩压器外壳形式共设计了八种, 如图 2(a) 至 2(c) 所示。整个试验在西工大七系 D72 设备上进行, 连续气源的最大工作压力为 $1.962 \times 10^5 \text{ Pa}$, 最大气流流量为 2 kg/s 。

为了得到短突扩压器的总压损失系数和静压恢复系数, 在 1'—1' 截面及 3—3 截面测取了总压和静压。1'—1' 截面的总压用六点总压耙测量, 3—3 截面上、下腔道的总压各用五点总压耙测量。静压均用壁面静压孔测量。

为了得到火焰筒头部区域的周向压力分布, 在火焰筒头部共布置了十九个压力测点, 其中十三点在圆弧上(每相隔 15°), 在平直段上、下各三点(每相隔 12 mm), 见图 1 及图 5。为了了解前置扩压器中的流动情况, 沿前置扩压器流程共布置了八个静压测点(图 1)。

总压用 0.25 级精密压力表测量, 其余压力用水排测量。进口流量用标准孔板测量。温度用电阻温度计测量。所有参数均在二元试验件宽度的中间截面测取。试验件宽度为 180 mm 。

二、试验条件及数据处理

对每种外壳形式改变突扩间距四次, 使其分别等于 30 mm , 40 mm , 50 mm , 60 mm 。进口状态由 1'—1' 截面的总静压比按下式调节

$$\text{Ma}_{i,n} = \sqrt{5 \times ((\bar{p}_{1'}^* / \bar{p}_{1'})^{1/3.5} - 1)} \quad (1)$$

本阶段试验对各种工况进口 $\text{Ma}_{i,n}$ 数均调至 $\text{Ma}_{i,n} = 0.277$ 。火焰筒上、下腔道的流量通过风门调到近似相等。待状态基本稳定后记录所有数据。

扩压器的性能通常用总压损失系数 λ 和静压恢复系数 C_p 来描述, 可表示为:

$$\lambda_{1'-3} = \frac{\bar{p}_{1'}^* - (g_u \cdot \bar{p}_{3u}^* + g_l \cdot \bar{p}_{3l}^*)}{(\bar{p}_{1'}^* - \bar{p}_{1'})} \quad (2)$$

$$C_{p_{1'-3}} = \frac{(g_u \cdot \bar{p}_{3u} + g_l \cdot \bar{p}_{3l}) - \bar{p}_{1'}}{(\bar{p}_{1'}^* - \bar{p}_{1'})} \quad (3)$$

本试验的进口平均总压由六点总压耙测得的六个总压值取平均给出。出口平均总压由上、下腔道五点总压耙测得的五个总压值平均, 然后再按质量加权平均给出。截面平均静压用壁面静压孔测得的压力值代替。此外, 式中 $g_u = \dot{m}_u / \dot{m}_{i,n}$; $g_l = \dot{m}_l / \dot{m}_{i,n}$; $\dot{m}_{i,n}$ 为扩压器进口流量, $\dot{m}_u$ 、 $\dot{m}_l$ 分别为扩压器出口上、下腔道流量。在不可压流条件下, 由流量公式可得:

$$\frac{\dot{m}_u}{\dot{m}_{i,n}} = \left(1 + \sqrt{\frac{\bar{p}_{3l}^* - \bar{p}_{3l}}{\bar{p}_{3u}^* - \bar{p}_{3u}}} \right)^{-1} \quad (4)$$

$$\dot{m}_l / \dot{m}_{i,n} = 1 - \dot{m}_u / \dot{m}_{i,n} \quad (5)$$

这样由所测得的参数就可计算出各种工况下的 $\lambda_{1'-3}$ 和 $C_{p_{1'-3}}$ 。

为了便于比较, 对火焰筒头部的压力分布采用 $C_{p_{L_i}} = (p_i - \bar{p}_{1'}) / (\bar{p}_{1'}^* - \bar{p}_{1'})$ 进行无因次化 (p_i 为测点静压)。对前置扩压器中的沿程压力分布采用 $C_{p_i} = p_i / \bar{p}_{1'}$ 进行无因次化 ($\bar{p}_{1'}$ 为前置扩压器进口前 5 mm 处的截面平均静压)。

三、试验结果与分析

1. 总性能 图 3 给出了各种工况下总性能随突扩间距 D 的变化关系。由图 3 可见, 突扩间距的变化对静压恢复影响不很大, 而对总压损失的影响却较大 (这可能与我们的结构有关), 并且大部分结构都在突扩间距 $D = 50\text{mm}$ 左右, 总压损失达到最小值。因为 D 太小, 从前置扩压器出来的气流在火焰筒的迎面阻挡下进行激烈的转弯, 这样必然会使损失加大; 而 D 太大则回流区增大, 为了维持回流, 主流所要提供的能量也要相应地增加, 即损失也会增大。这对相互矛盾的因素共同作用的结果, 使突扩间距存在着一个最佳值。对本文试验, 最佳突扩间距处于 $D = 10 \sim 50\text{mm}$ 之间。

由图 3 可见, 不同形式的扩压器外壳对扩压器总性能有不同程度的影响。当 $D = 50\text{mm}$ 时, 结构 2, 3, 4 的总压损失较小, 而结构 1 的总压损失最大。这是由于当西壁处于前置扩压器出口处时, 突扩区中的涡流受到强烈的挤压, 增强了涡流区内部以及涡流与主流间的动量、质量和能量的交换, 同时在涡流区与主流区的交界面附近产生了一个高剪切应力的剪切层, 这些都会大大增加总压损失。当西壁位于前置扩压器进口处时, 虽然涡流区增大了, 但涡流区内气体微团的脉动程度也许不是很大, 所以损失反而较小, 特别是结构 3, 即 $\beta = 10^\circ$ 时, 根据对流场计算结果的分析^[5], 此时突扩区中的诱导涡已接近消失, 而主涡又不是很强, 所以在 D 值一定变化范围内总压损失最小, 见图 3(a)。因此, 实用中的短突扩扩压器都不把扩压器外壳西壁放在前置扩压器出口处, 而是放在进口或进口与出口之间某一位置。这样既可减小损失, 又可进一步缩短扩压器长度。本文试验证实了这一点。

在突扩扩压器设计过程中, 由于结构的限制或出于其它方面的考虑, 往往将西壁先平直后倾斜, 即将扩压器外壳截角 (如图 2(c))。在这种结构中, 由于涡流区受到的挤压加强, 并且在突扩区内部可能会出现诱导涡^[5], 所以损失较结构 2, 3, 4 大, 但仍是可采用的。

另外, 我们注意到对 $\beta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$ 结构系列来说, 当 $\beta = 30^\circ$ 时损失最大 (见图 3(a))。这可能是由于此时主流与涡流及涡流区内动量、质量和能量交换处于最激烈状态, 从而增大了总压损失。进一步深入讨论只有在对突扩区流场有一个深入的认识后才能

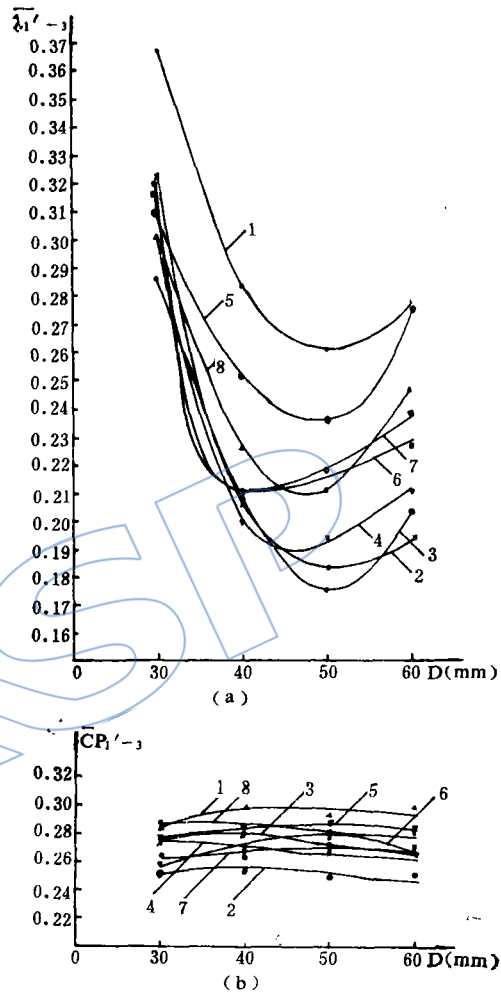


图 3 总压损失系数(a)和静压恢复系数(b)随突扩间距的变化关系 (数字为结构号)

进行。

2. 前置扩压器中的流动 试验得出了各种工况下前置扩压器中的沿程无因次压力分布, 由于各工况的上述分布曲线类同, 为了便于讨论, 图 4 只绘出了结构 1 在 $D = 50\text{mm}$ 时的前置扩压器内沿程压力分布。由此图可见, 气流首先以较大的压力梯度进行扩压, 然后梯度逐渐减小, 这样有利于改善前置扩压器中的流动稳定性, 防止出现附面层分离。

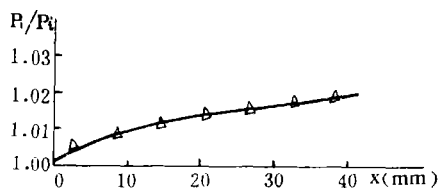


图 4 前置扩压器中沿程压力分布 (结构 1, $D = 50\text{mm}$)

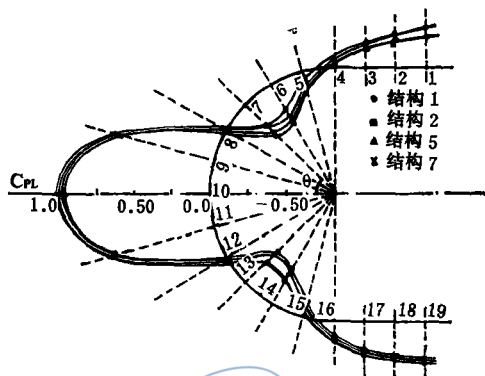


图 5 火焰筒头部区域的压力分布 ($D = 50\text{mm}$)

3. 火焰筒头部区域的压力分布 试验得出了各种工况下沿火焰筒头部区域无因次压力 C_{pL} 的分布, 为了使图线清晰便于讨论, 图 5 仅绘出了结构 1, 2, 5, 7 在 $D = 50\text{mm}$ 时 C_{pL} 的分布曲线。图中采用了一种特殊坐标, 即以火焰筒表面作为其压力等于进口平均压力的等压力面 (即 $C_{pL} = 0$)。这样, 位于火焰筒内部的点表示其相应表面压力小于进口平均压力; 位于火焰筒外部的点表示其相应表面压力大于进口平均压力。

由图 5 可见无因次处理后, 扩压器外壳形式的改变对火焰筒头部区域的无因次压力分布影响不大, 并且最小压力点基本上都处于 $45^\circ \sim 60^\circ$ 之间 (即图 5 中的 6, 7 测点或 13, 14 测点之间)。

由图 5 也可看出, 流过火焰筒的气流首先经过一激烈的加速过程, 大约在 $45^\circ \sim 60^\circ$ 左右压力达到最小值, 然后进行第二次扩压, 大约在火焰筒的平直位置压力才恢复到进口水平, 接着进一步扩压到出口, 因此压力恢复的有效成分是在二次扩压的后半部分得到的。虽然说前置扩压器中的压力恢复占整个扩压器压力恢复的大部分, 但不能简单地理解为由前置扩压器流出的气流是无加速地扩压到出口压力, 因为其中还要经过一激烈的加速过程, 并使火焰

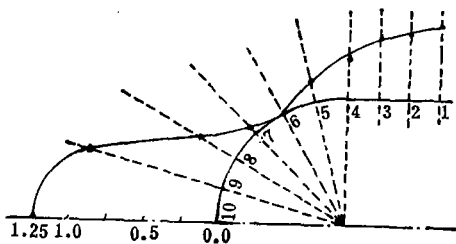


图 6 火焰筒头部区域的压力分布 (结构 1, $D = 50\text{mm}$)

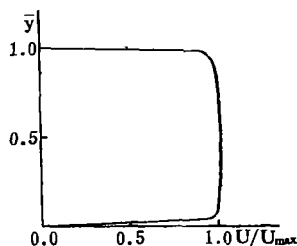


图 7 进口 1'-1' 截面速度分布 (结构 1, $D = 50\text{mm}$)

筒头部表面相当长的一段区域内其静压低于进口压力,形成局部低速区。这一点很重要。因此,在带突扩扩压器的短环形燃烧室设计中,必须同时校验围绕火焰筒头部区域的内、外部压力,以防止局部区域出现内部压力大于外部压力,这将导致开在此区内的孔出现孔内气流向外倒流,从而造成火焰筒过热烧伤。

图 6 给出了以火焰筒表面最小压力作为参考压力的 $C'p_L$ ($C'p_L = (p_i - p_{min}) / (p_i^* - p_i)$) 的分布曲线,由此图可以看出在最小压力点以前气流是加速的,在最小压力点以后气流是减速扩压的。

另外,对每种工况下,试验还得出扩压器进口 1'-1' 截面上的速度分布,扩压器出口 3-3 截面上的速度分布及总压恢复系数分布。作为示范,图 7、图 8 仅给出了结构 1、在 $D = 50\text{mm}$ 情况下,上述分布曲线(其他工况下的上述分布曲线类同)。

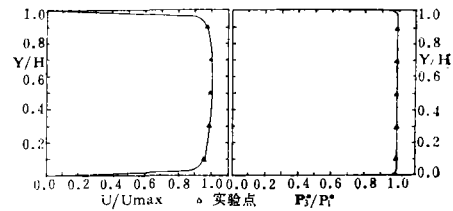


图 8 出口 3—3 截面速度和压力分布 (结构 1 上半侧, $D = 50\text{mm}$)

四、结 论

1. 扩压器外壳结构形式的改变对扩压器总性能有较大的影响,并且对总压损失的影响大于对静压恢复的影响。

2. 扩压器外壳结构形式的改变对最佳突扩间距影响不大,就试验的八种外壳来说,最佳突扩间距基本上都处于 $D = 40\text{mm} \sim 50\text{mm}$ 之间。

3. 扩压器外壳西壁位于前置扩压器出口处时,总压损失最大,设计时应尽量避免采用。把扩压器外壳西壁置于前置扩压器进口,或进口与出口之间均可改善突扩扩压器性能。

4. 对 $\beta = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$ 结构系列来说,存在一使损失达到最大值的 β 角,设计时应注意避开这个角度。对本文试验,这个角度大约为 30° 左右。

5. 若根据发动机的总体要求,需要对扩压器外壳截去外角时,则这种截角在一定程度上不会使损失显著增大。

6. 火焰筒的存在对前置扩压器中的流动稳定性起有利的影响,即可使气流在前置扩压器更大的扩张角下工作而不发生分离。

7. 在一定的工作条件下,围绕火焰筒表面存在着相当长一段低压区。在此区开孔需谨慎。对本文试验,最小压力点基本上都处于 $45^\circ \sim 60^\circ$ 之间。

参 考 文 献

1. Biaglow, J.A., "Effect of Various Diffuser Designs on the Performance of an Experimental Turbojet Combustor Insensitive to Radial Distortion of Inlet Airflow", NASA TMX-2216, 1971.
2. Klein, A., Katheder, K., and Rohlfes, M., "Experimental Investigation of the Performance of Short Annular Combustor-Dump Diffusers", presented at the 2nd International Symposium on Air Breathing Engines, University of Sheffield, England, March, 1974.
3. Fishenden, O.R. and Stevens, S.J., "The Performance of Annular Combustor-Dump Diffusers", AIAA Paper No. 74-1097.
4. Stevens, S.J. et al, "The Influence of Compressor Exit Conditions on the Performance of Combustor-Dump Diffusers", AIAA Paper No. 76-762.
5. 王维彬, "环形燃烧室短突扩扩压器总性能的试验研究和流场数值计算研究", 西工大硕士论文, 1986.

reduces from half a day manually to merely several minutes. The test run time is also saved up to about 20%, but the average measurement accuracy increases from 0.8% to 0.3%.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF DIFFUSER SHELL SHAPES ON PERFORMANCE OF DUMP DIFFUSERS IN COMBUSTOR

Hua Guangshi, Wang Weibin, Tang Ming, Chen Binglu

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

The overall performance of a two-dimensional symmetric straight-walled dump diffuser in combustor is investigated experimentally. The test model consists of a straight-walled pre-diffuser with fixed diffuser wall angle ($2 = 12^\circ$), a semicircular head flame tube without holes, two throttles for varying flow split ratio (S) between upper and lower channels surrounding the flame tube, add eight different diffuser shells. The experiments were carried out under the conditions of $Ma_{in} = 0.277$ and $S = 1$, and for each of the eight shells, the dump gap (D) was changed 4 times. The main purpose of the tests is to study the influence of the different shell shapes and dump gaps on the overall performance of the dump diffusers.

The results show that their influence on the loss of total pressure of the diffuser is strong and the maximum loss occurs when the front wall of the shell is located in the pre-diffuser outlet section. However, the change of shell shapes has only small influence on optimal dump gap (for minimum loss of total pressure). In all the test cases, the optimal dump gaps are within $D = 40\text{mm}$ and $D = 50\text{mm}$. The experiments also indicate that under certain operating conditions there exist low pressure areas around the head of the flame tube. The external static pressure in these areas can be lower than the pressure in the flame tube. Therefore, any holes in the areas should be placed with great care to avoid reversed flow.

STUDY OF PERFORMANCE OF ROTATING STALL IN BLADE ROW

Liu Zhiwei, Zhu Junjiang, Wang Zhunsheng

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

The experimental performances of rotating stall in the blade row of altered geometric parameters are analyzed by use of the flow model and the method provided