

涡轮机匣流动阻力特性实验

张 丽¹, 朱惠人¹, 张书华²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过实验测量了不同雷诺数(80 000~260 000)情况下整个涡轮机匣腔内的压力分布,总结了涡轮机匣腔内压力分布和流动阻力特性. 实验结果表明:①在腔二到腔三的过渡区域,压力下降非常明显,压力损失较大;②随着雷诺数的增大,静压系数有增大的趋势,增大的幅度在 19%以内;③随着雷诺数的增大,总压损失系数变化较为平稳,变化范围在 10%以内.

关 键 词: 涡轮机匣; 流动; 阻力; 静压系数; 总压损失系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiments of flow resistance characteristic in turbine casing

ZHANG Li¹, ZHU Hui-ren¹, ZHANG Shu-hua²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The pressure distribution and flow resistance characteristic in cavity of turbine casing was summarized by experiment of measuring the pressure distribution of whole cavity of turbine casing with different Reynolds numbers (80 000 to 260 000). The experiment results show that: (1) the pressure drop is obvious, and there is a large pressure loss in the transition zone between the second and third tanks; (2) the static pressure coefficient increases with the increasing Reynolds number, and the maximum increment is about 19%; (3) the total pressure loss coefficient varies stably with the Reynolds number increasing, and the difference is below 10%.

Key words: turbine casing; flow; resistance; static pressure coefficient; total pressure loss coefficient

涡轮机匣是发动机通过涡轮段的结构连接部分,主要承受机械负荷、气体压力和热负荷,是发动机的重要承力构件之一.

涡轮机匣同时还为冷却空气提供气流流动通道,涡轮机匣内部流动通道是整个发动机空气系统的一部分,在空气系统计算时需要知道涡轮机匣各部分内部流动通道的流动换热特性. 涡轮机匣的内部流动通道结构受布局影响通常很不规则,结构复杂,往往含有多种流动形式,其流动规

律也多种多样,因此,一般很难有统一的计算方法,国外现有的涡轮机匣结构流动或换热的计算方法,都是针对具体型号、具体结构建立的. 国内有关涡轮机匣内流动换热的研究成果很少. 二次流空气系统计算一般采用一维流动工程算法,在涉及到计算涡轮机匣部分的流动阻力时,由于结构复杂,实验数据缺乏,只能将涡轮机匣结构拆分成普通的管、孔,计算局部流动阻力损失等,与实际情况偏差较大,因此存在很大的计算误差. 如果

通过实验研究得到了该结构的流动阻力特性,就可以对涡轮机匣空气系统流动阻力的计算方法和计算程序进行修正,从而得到更加准确的计算结果。

另外,了解涡轮机匣内部流动通道内的流动规律不但有重要的工程应用价值,而且对深入理解涡轮机匣内部流动通道上表面强化换热机理、优化内部换热结构有重要意义。

1 实验件和实验装置

涡轮机匣示意图见图 1。本文所研究的某型发动机涡轮机匣的具体结构简图如图 2 所示,涡轮机匣的内部流动通道主要由 4 个腔室相连组成,冷气从进气孔进入腔一,腔一和腔二通过窄缝相连,腔二和腔三通过单排射流冲击孔相连,进入腔三的气流,经过 90° 转弯从阵列小孔排出涡轮机匣,腔四是一个闭塞腔,叫隔热环,通过小圆孔与腔三相连。在腔二中有直径不同的两种销钉结构,在流动中起到扰流柱的作用。有关扰流柱通道的流动研究文献较多^[1-7],但大多针对涡轮叶片尾缘的短扰流柱,扰流柱的直径相同,而腔二中的扰流柱直径不同,并且长径比相对较大,流动阻力特性不同于一般扰流柱结构。腔一和腔三中的流动具有射流冲击的特点,但与现有的射流冲击文献研究^[8-15]相比,结构和流动特点不同,腔一的冲击靶面为阶梯平面,腔三的冲击靶面为斜面。

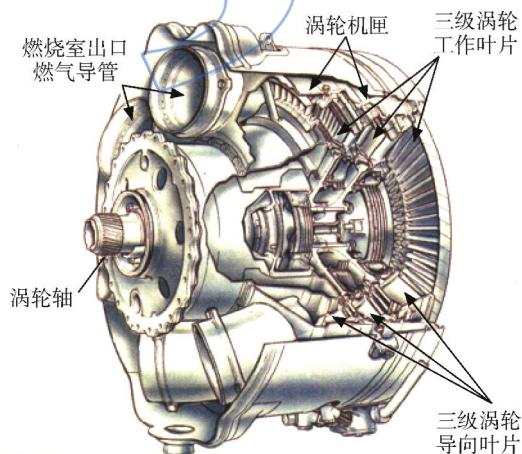


图 1 涡轮机匣示意图

Fig. 1 Sketch of turbine casing

本文针对图 2 所示的包含着冲击孔、凹槽以及窄缝等多种结构的涡轮机匣内部流动通道,通过实验测量不同工况下的压力分布,分析各部分流动阻力损失特点,为涡轮机匣空气系统流动阻力计算提供参考。

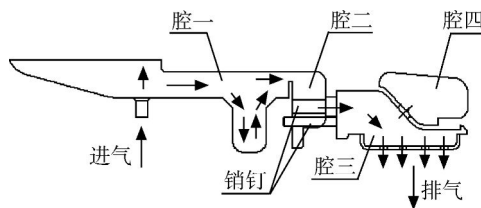


图 2 涡轮机匣结构简图

Fig. 2 Structure schematic of turbine casing

1.1 实验件

根据相似理论,实验采用放大模型进行,一方面方便实验进行,另一方面在放大的实验模型上可以得到更加详细的压力分布。

考虑到实际涡轮机匣结构的复杂性,在不影响涡轮机匣流动阻力特性的前提下,对涡轮机匣进行适当简化,排除次要因素的影响,图 3 是实验件简图,考虑对称性,只取环形涡轮机匣具有周期性性质的 $1/27$ 进行研究;将 $1/27$ 环形涡轮机匣内部流动通道的顶面和底面的圆弧面简化为平面;简化掉通道内的一些圆弧、倒角结构;同时简化掉对流动影响很小的腔四。

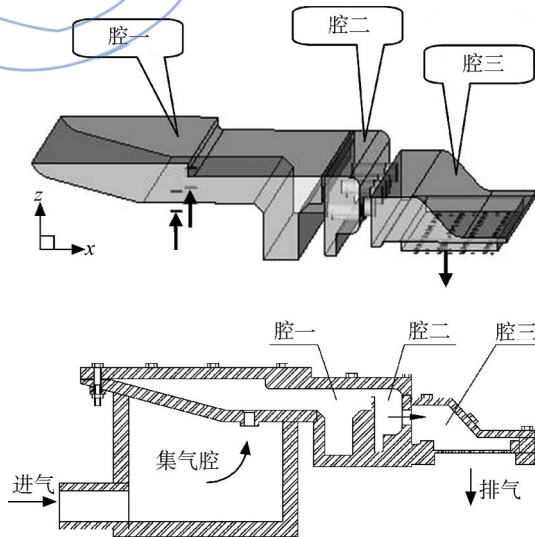


图 3 实验件简图

Fig. 3 Schematic of test section

考虑到实际涡轮机匣内部流动通道中气流流速较低,故忽略气体的可压缩性。当满足几何条件相似和雷诺数相等的条件后,本文实验件在低速、大尺寸风洞中进行测量。

在涡轮机匣实验件的两侧面及底面共布置 66 个压力测点以测量实验件的沿程压力变化,沿 x 坐标方向把 66 个压力测点整理为 20 个,即把 x 坐标相同的几个压力测点测得的压力值进行平均,整理后压力测点位置如图 4。

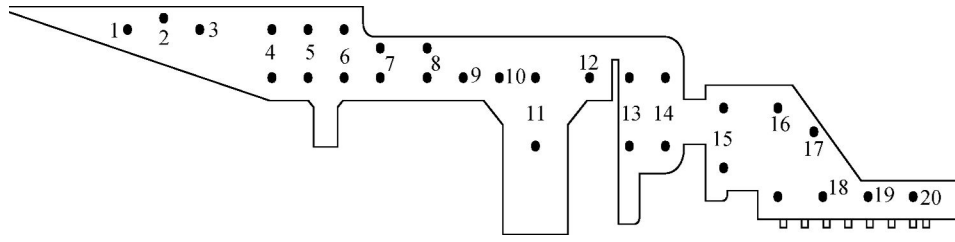


图4 压力测点位置

Fig. 4 Position of pressure measurement points

1.2 实验装置

图5是涡轮机匣流动阻力特性实验装置简图,实验系统由4部分组成:进气管路(含气源)、实验件、测量系统(包括压力测量和体积流量测量两部分)以及计算机采集系统。

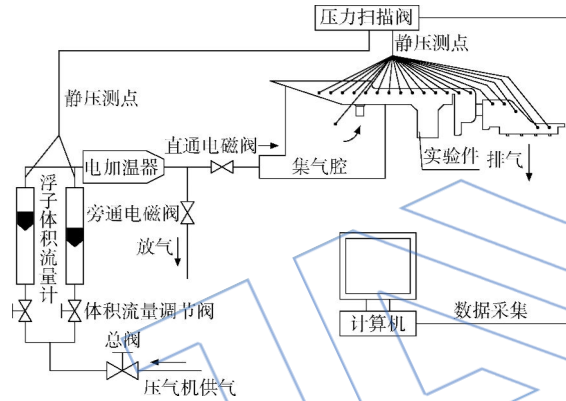


图5 实验装置图

Fig. 5 Schematic of test apparatus

实验工况下射流冲击孔雷诺数范围为80 000~260 000(共计19个,间隔为10 000),雷诺数 Re 定义如下:

$$Re = \frac{\rho_1 V_1 d}{\mu} \quad (1)$$

其中 V_1 为实验件进口射流冲击孔内的平均流速, d 为射流冲击孔的直径, ρ_1 为实验件进口空气密度, μ 为空气的动力黏度。

本文用静压系数和总压损失系数来表征内部流动通道的压力变化和涡轮机匣腔内总的流动阻力损失.静压系数 C_p 和总压损失系数 C_p^* 分别定义为

$$C_p = (p - p_2) / (\rho_1 V_1^2 / 2) \quad (2)$$

$$C_p^* = (p_1^* - p_2^*) / (\rho_1 V_1^2 / 2) \quad (3)$$

其中 p 为压力测点静压, p_2 为实验件出口静压(即大气压), p_1^* 为实验件进口总压, p_2^* 为实验件出口总压。

本实验采用了常规的静压测量方法,即在实

验件的侧壁面、底面和集气腔上加工垂直于壁面的静压孔,测压孔直径为 $\phi 1.6 \text{ mm}$,垂直于壁面,孔内穿入静压探针(内径为 $\phi 0.8 \text{ mm}$).经软管连接到压力扫描阀采集压力。

实验件进、出口总压 p_1^*, p_2^* 根据测得的进、出口静压加上动压计算得出。

1.3 静压系数和总压损失系数的不确定度分析

由于在本文实验中, $V_1 = q_v / A_1$, A_1 为进口射流冲击孔截面积, q_v 为体积流量,根据式(2)有

$$C_p = (p - p_2) / (\rho_1 V_1^2 / 2) = (p - p_2) / [\rho_1 (q_v / A_1)^2 / 2]$$

在本测量系统中 $\frac{d(p - p_2)}{p - p_2} = 1\%$, $dq_v / q_v =$

$$2.5\%, \frac{d\rho_1}{\rho_1} = \left[\left(\frac{dp}{p} \right)^2 + \left(-\frac{dT}{T} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.9\%$$

于是,静压系数的不确定度为

$$\begin{aligned} \frac{dC_p}{C_p} &= \frac{1}{C_p} \left[\sum_1^n C_p^2 \left(\frac{\partial C_p}{\partial x_i} \right)^2 \right]^{1/2} = \\ &= \left[\left(\frac{d(p - p_2)}{p - p_2} \right)^2 + \left(-\frac{dq_v}{q_v} \right)^2 + \left(-\frac{d\rho_1}{\rho_1} \right)^2 \right]^{1/2} = \\ &= 2.8\% \end{aligned} \quad (4)$$

根据总压损失系数的定义式(3)有

$$\begin{aligned} C_p^* &= (p_1^* - p_2^*) / (\rho_1 V_1^2 / 2) = \\ &= \frac{[(p_1 - p_2) + (\rho_1 V_1^2 - \rho_2 V_2^2) / 2]}{\rho_1 V_1^2 / 2} = \\ &= C_p + \left[1 - \frac{\rho_1 A_1^2}{\rho_2 A_2^2} \right] \end{aligned}$$

式中 A_2 为出口阵列小孔截面积,取最大工况下的 $C_p^* = 1.675$, $C_p = 1.81$,在本测量系统中, $d\rho_2 / \rho_2 = 0.9\%$,因此总压损失系数的不确定度为

$$\begin{aligned} \frac{dC_p^*}{C_p^*} &= \frac{1}{C_p^*} \left\{ C_p^2 \left(\frac{dC_p}{C_p} \right)^2 + \frac{\rho_1 A_1^2}{\rho_2 A_2^2} \left[\left(\frac{d\rho_1}{\rho_1} \right)^2 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \left(-\frac{d\rho_2}{\rho_2} \right)^2 \right] \right\}^{1/2} = 3.15\% \end{aligned} \quad (5)$$

从以上不确定度分析可以看出,静压系数的不确定度为2.8%,总压损失系数的不确定度为

3.15%。体积流量测量误差是造成总压损失系数、静压系数不确定度的主要因素。

2 实验结果与讨论

2.1 静压系数实验结果分析

图 6 是不同雷诺数下沿程静压系数的分布,从图中可以看出,静压在所有工况下的沿程变化趋势是一致的,总的趋势是沿程(x 方向)逐渐下降,最大降幅出现在腔二到腔三的过渡区域。静压系数的分布总体而言可以分为 2 个平缓区和 2 个突变区(A 区和 B 区)以及一个逐渐上升区(C 区)。

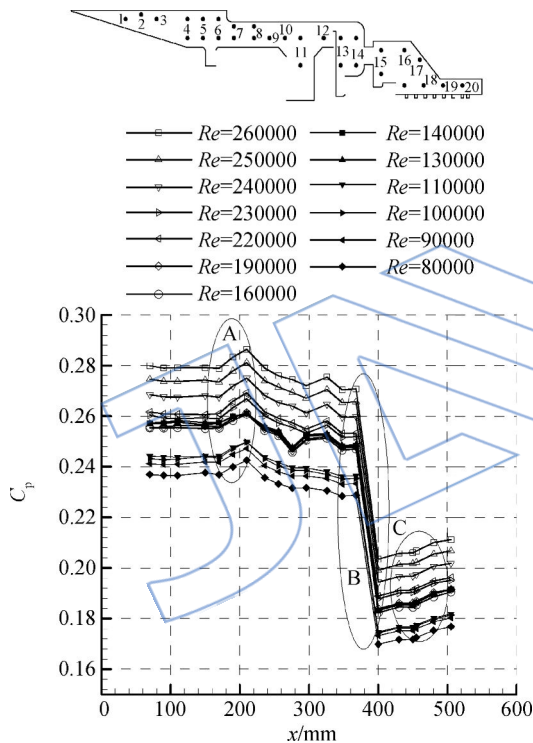


图 6 不同雷诺数下沿程静压系数的分布

Fig. 6 Static pressure coefficient distribution along x direction with different Re

A 区的静压系数有一个先升后降的变化,对应的压力测点为 5~8 点,其中在 7 点位置附近达到峰值。出现这种情况主要原因是:内部流动通道的进口是 2 个射流冲击孔,从射流冲击孔进入的气流向后(即图中的右方)流动,冲击区的位置在 5,6 点之间,气流在此处的速度达到最大。射流冲击孔前(压力测点 1~5)静压几乎没有变化,从 6 点到 7 点静压升高,这是由于气流冲击到上壁面后会沿着壁面回流形成旋涡,使气流的向后流动受到阻碍,速度减小,造成压力升高。此外 6,7 点

之间上壁面有一个台阶,更促进了旋涡的形成,因此,在 7 点的位置静压系数出现了一个小的峰值。另外,由于出现了冲击,7 点位置处压力测点孔与流动方向不完全垂直,流体在压力测点孔中有一个滞止过程,会导致该处的压力略有升高。

在 12 点位置(靠近腔一出口)出现的小峰值,是由于紧贴该点的下游位置存在一个突缩结构,壁面阻挡了气流流动,使该处形成一个大的回流区,在壁面夹角位置的旋涡使得 12 点处的静压系数相对较高。

B 区中静压系数突降的位置在 14,15 点之间,即腔二和腔三之间,腔二和腔三是通过单排射流冲击孔相连的,流体在流动中先后要经历突缩和突扩的结构,从而造成流动中很大的压力损失。在 B 区的静压系数变化原因中,流道结构的因素起着决定性作用,速度变化对静压系数的影响很小。

在 C 区中(压力测点 15~20),静压系数沿流动方向平稳上升,主要原因是由腔二射流冲击孔进入的气流冲击到腔三中的斜面上形成旋涡,流速逐渐降低,造成静压缓慢上升(压力测点 15~18)。而压力测点 19 和 20 位于近似于流动死腔的内部流动通道最右端,流速缓慢,因此静压系数进一步升高。

总之,静压系数在所有工况下的沿程变化趋势是统一的,总的趋势是沿程逐渐下降,最大降幅出现在腔二到腔三的过渡区域。

关于静压系数随雷诺数的变化趋势,从图 6 中可以看出,雷诺数在 120 000~230 000 工况时,随着雷诺数的增大静压系数变化较为平缓并有波动,其余的工况随着雷诺数的增大静压系数缓慢增大,例如在压力测点 1 处,雷诺数为 80 000 时,静压系数为 0.238,而雷诺数为 260 000 时,静压系数为 0.282,增大约 18.5%。

2.2 总压损失系数实验结果分析

图 7 是总压损失系数随雷诺数的变化,从图中可以看出,总压损失系数随着雷诺数的增大出现了小幅度的波动,在雷诺数为 80 000~120 000,总压损失系数有上升趋势,而在雷诺数为 120 000~260 000,总压损失系数变化较为平缓。雷诺数为 80 000 时,总压损失系数为 1.523,而雷诺数为 260 000 时,总压损失系数为 1.675,变化范围在 10%以内。

鉴于实际涡轮机匣工作于雷诺数较大的工况,在工程应用中可主要参考使用在较大雷诺数工况

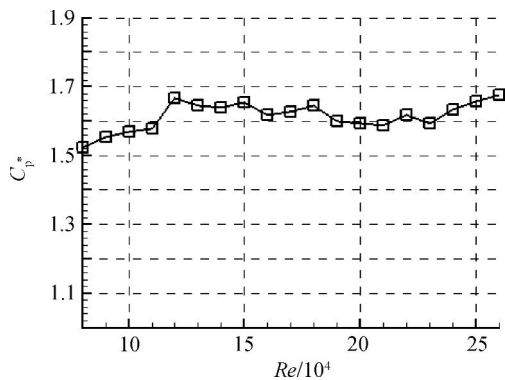


图7 总压损失系数随雷诺数的变化

Fig. 7 Total pressure loss coefficient varying with Re

下测得的实验数据(雷诺数为 120 000~260 000)时总压损失系数为 1.62,基本不随雷诺数变化。低雷诺数总压损失系数变化不同于高雷诺数的原因可能是,在相对较小雷诺数工况下,气流流动较为缓慢,沿程压力梯度不明显,压力扫描阀在接近下量程附近工作,测量误差相对较大。

3 结 论

通过实验得到了雷诺数为 80 000~260 000 时,涡轮机匣内部流动通道静压系数的分布情况以及总压损失系数随雷诺数的变化规律,主要结论如下:

- 1) 在腔二到腔三的过渡区域,压力下降非常明显,流动损失较大。
- 2) 随着雷诺数的增大,静压系数有增大的趋势,但增大的幅度较小,在 19% 以内。
- 3) 随着雷诺数的增大,总压损失系数变化较为平稳,约为 1.62,变化范围在 10% 以内。

参考文献:

- [1] Won S Y, Mahmood G I, Ligrani P M. Spatially-resolved heat transfer and flow structure in a rectangular channel with pin fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(8/9): 1731-1743.
- [2] Jeng T M, Tzeng S C. Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(11/12): 2364-2375.
- [3] Sahiti N, Lemouedda A, Stojkovic D, et al. Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(11/12): 1176-1192.
- [4] Lawson S A, Thrift A A, Thole K A, et al. Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(17/18): 4099-4109.
- [5] RAO Yu, XU Yamin, WAN Chaoyi. An experimental and numerical study of flow and heat transfer in channels with pin fin-dimple and pin fin arrays[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2012, 38(4): 237-247.
- [6] Chang S W, Lees A W. Endwall heat transfer and pressure drop in scale-roughened pin-fin channels[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(4): 702-713.
- [7] Chi X, Shih T I P, Bryden K M, et al. Effects of pin-fin height on flow and heat transfer in a rectangular duct[R]. ASME Paper GT2011-46014, 2011.
- [8] Zu Y Q, Yan Y Y, Maltson J D. CFD prediction for multi-jet impingement heat transfer[R]. ASME Paper GT2009-59488, 2009.
- [9] Rao G A, Belinkov M K, Levy Y. Numerical analysis of a multiple jet impingement system[R]. ASME Paper GT-2009-59719, 2009.
- [10] Chambers A C, Gillespie R H. The effect of initial cross flow on the cooling performance of a narrow impingement channel[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4): 358-365.
- [11] 毛军逵, 刘震雄, 郭文. 小间距单孔冲击凸面靶板流场结构实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1598-1603. MAO Junkui, LIU Zhenxiong, GUO Wen. Experimental investigations on round jet impingement on flow structures of convex surface target with narrow space[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1598-1603. (in Chinese)
- [12] Lamont J A, Ekkad S V. Effects of rotation on jet impingement channel heat transfer[R]. ASME Paper GT2011-45744, 2011.
- [13] Guo L, Yan Y Y, Zu Y Q. Effect of narrow jet spacing on impinging flow and heat transfer [R]. ASME Paper GT2011-46011, 2011.
- [14] Jung E Y, Park C Y, Lee D H, et al. Heat transfer characteristics of an angled array impinging jet on a concave duct [R]. ASME Paper GT2012-69566, 2012.
- [15] Lee C S, Shih T I P, Bryden K M. Flow and heat transfer in a jet-impingement configuration with no cross flows about impinging jets[R]. ASME Paper GT2012-70080, 2012.