文章编号:1000-8055(2013)10-2267-09

双旋转盘腔压力特性实验

蔡 旭，罗 翔，徐国强，李登超，黄由之
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室，北京 100191)

摘 要：将压力传感器安装在测点测量几何结构复杂的双旋转盘腔转盘表面的压力分布及盘腔进出口的总压损失.实验结果表明:当湍流参数由 0.1 变化到 0.4 时,转盘表面的压力先随旋转雷诺数的增大而减小,之后随旋转雷诺数的增大而增大,并且转变的湍流参数对于两个转盘是不同的.在相同湍流参数下,旋转雷诺数决定了转盘表面的压力分布曲线形状;两个旋转腔的总压损失随湍流参数的增大而增大,随旋转雷诺数的变化规律不同,右旋转腔两个入口到出口的总压损失随旋转雷诺数的变化规律也有差异.

关 键 词：旋转盘腔；压力分布；总压损失；压力传感器；旋转系
中图分类号：V231.1 **文献标志码**：A

Experiment on pressure characteristics of dual rotating cavities

CAI Xu, LUO Xiang, XU Guo-qiang, LI Deng-chao, HUANG You-zhi
(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Pressure distribution and total pressure loss were measured by fixed transducers on proper positions of dual rotating cavities. The results show that with turbulent flow parameter varying from 0.1 to 0.4, the pressure on rotating disk decrease with the increasing rotational Reynolds number at first, and then increases with the increasing rotational Reynolds number. The critical turbulent flow parameters for these two cavities are different. Under the same turbulent flow parameter, rotational Reynolds number dominates the shape of pressure distribution curves on the rotating disk surfaces. When turbulent flow parameter increases, total pressure losses of two cavities become larger. But when rotational Reynolds number increases under the same turbulent flow parameter, total pressure losses of these two cavities are different.

Key words: rotating cavity; pressure distribution; total pressure loss; pressure transducer; rotating system

针对旋转系涡轮盘腔流动和换热的研究由来已久,特别是以 Owen 等[1-3]为代表的英国学者系统研究了由两个平面转盘及盘罩所组成的简单盘腔结构的典型流动结构和速度分布.该盘腔结构具有轴向进气、径向出气或径向进气、径向出气的特点.此外,Owen 等对于转盘表面的几何形状比较复杂(存在轮毂和安装螺栓)时盘腔内流动结构的变化也做了定性的研究.Karabay 等[4-6]及 Pilbrow 等[7]对于“盖盘”系统进行了研究,其中的旋转腔入口来流一般具有预旋比大于 1 的特点,因而腔内的流动和换热不同于 Owen 等所研究的旋转腔.不过,他们的研究思路和方法却是沿承

收稿日期:2013-06-08
网络出版地址:
作者简介:蔡旭(1981—),男,辽宁锦州人,博士生,主要从事旋转换热研究.

Owen 等的. Peter[8] 总结了前人关于旋转系涡轮盘腔的主要结论，由文中可以看出，关于简单几何结构的旋转系涡轮盘腔的研究方法和结论已经完备[9]. 但是，实际发动机的盘腔的几何结构十分复杂，不同的几何结构腔内的流动情况是不同的，这直接导致腔内的换热规律不尽相同，简单模型的结论不能直接借用.

对于复杂盘腔内流动情况的研究通常采用实验和数值模拟的方法，实验研究中对转盘表面压力分布及盘腔进出口总压损失的测量可以为真实发动机轴向力的校核及数值模拟研究中校验湍流模型提供依据. 通常转盘表面压力的测量采用取压管引气的方式[10-11]，该方法存在引气管不易密封、引气管气柱需要进行压力和温度修正等困难，因此关于转盘表面压力分布的实验结果比较少. 本文针对极其复杂的盘腔结构，采用将压力传感器安装在转盘表面的方法，获得了转盘表面的压力分布及盘腔的进出口总压损失.

1 实验系统

本文的实验是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室的多功能旋转实验台上进行的. 实验系统如图 1 所示，主要由实验件部分、动力、供气及测量几个子系统构成(图中 ADAM 表示数据采集模块，DC 表示直流电). 其中，动力系统和供气系统与文献[12]中的实验系统相同，因此下文仅介绍实验件部分和测量系统.

1.1 实验件及实验模型

图 2(a)为实验件的组成部分示意图，由左、中、右 3 个转盘、盘罩、左右端盖及左右传动件共同围成左、右两个相互连通的旋转腔及中心轴附近的旋转的集气腔. 3 个旋转腔是通过进出气孔相互连通的，其中左、右旋转腔是本文的研究对象. 由压气机提供的压缩空气经左侧中心进气口进入低半径的集气腔后分成两股，分别经过两组周向均布的 10 个径向进气孔进入到两个旋转腔中. 进入左侧旋转腔的空气又经过中间转盘上的 8 个出气孔进入到右侧旋转腔中，并与右侧旋转腔右传动件上 10 个进气孔的来流进行掺混后，经右转盘上的 65 个出气孔排入大气中. 图 2(b)所示为实验模型流体域的主要尺寸，实验件由发动机的原型尺寸经放大 1.4 倍后得到，腔体的有效旋转半径为 377 mm，左、右旋转腔的轴向距离分别为 47 mm 和 55.5 mm，各气孔的直径如图中所示.

1.2 测试系统

本文的测量系统包括流量测量、转速测量和压力测量 3 个子系统，流量和转速测量系统见文献[8]. 左、右转盘表面压力分布的测量采用霍尼

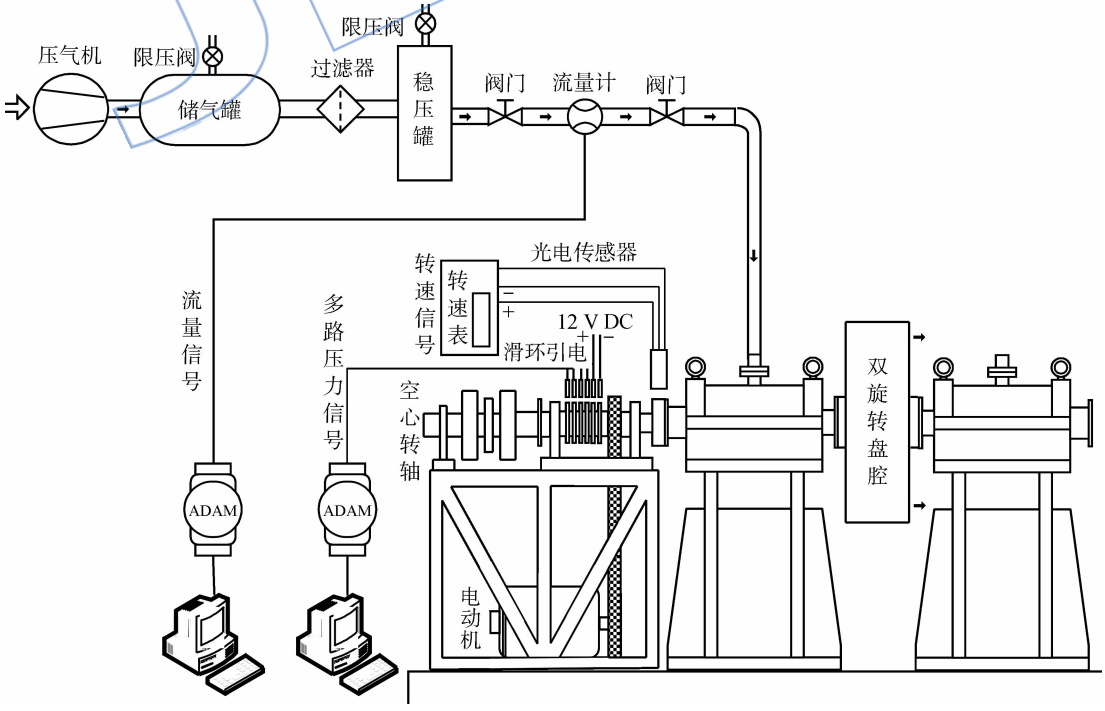
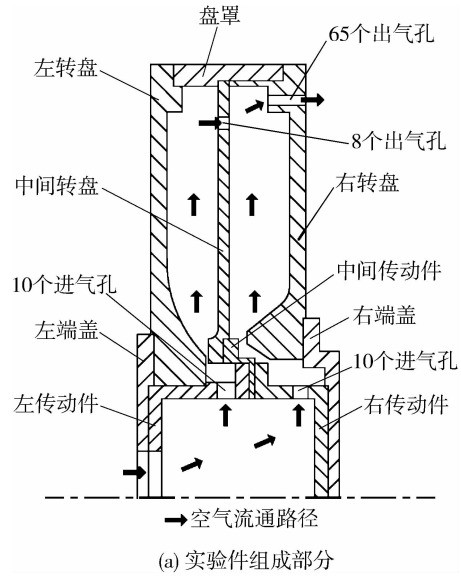
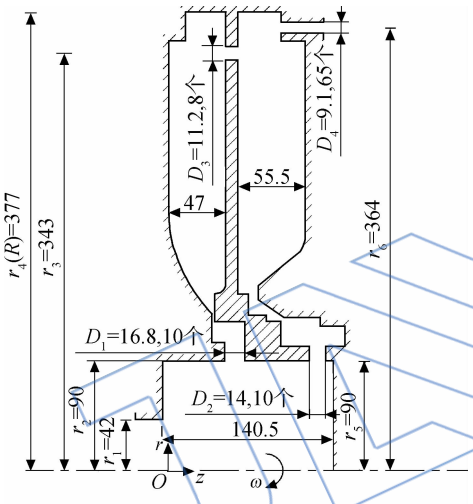


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of test rig



(a) 实验件组成部分



(b) 实验模型主要尺寸

图 2　实验件模型及几何尺寸(单位：mm)

Fig. 2　Experiment modeland principle dimensions (unit: mm)

韦尔 26PCAFA6G 型差压式温度补偿传感器，其精度为±0.2%满量程，量程为1 PSI(约6.895 kPa). 旋转腔进出口总压的测量采用 PPMS206A 型微型绝对压力传感器，其精度为±0.2%满量程，量程为0～202 kPa. 实验中分别在左转盘 5 个径向位置 r=224.5，268，300.5，325.5，346 mm 处布置 5 个压力传感器(LP1～LP5，其中最低半径处的压力传感器在实验开始时损坏)，在右转盘 r=200.5，235，269.5，304，338.5 mm 处布置 5 个压力传感器(RP1～RP5)，在左右传动件的进气孔(LINP 和 RINP)及中间转盘的气孔处(LOUTP)各布置一个传感器(如图 3). 各压力传感器由轴向通孔安装于相应测点，其测量端与盘面平齐.

压力传感器输出的电压信号经由空心转轴中的导线传输到滑环引电器处，由旋转的滑环和静止的电刷将旋转的电压信号转换为静止的电压信号，然后采用 VB 软件编写的数据采集程序将电信号读出(参见图 1)，根据预先标定的压力和电压的关系曲线最后处理成所需的压力值.

每个压力传感器在使用前采用 ZH208-A 型压力校准仪(量程满量程为 0～100 kPa，误差为±0.05%满量程，绝对误差为±50 Pa)进行多次标定. 作为典型结果，编号 HPT 21 的压力传感器的两次标定结果及其拟合曲线如图 4 所示. 第 1 次和第 2 次线性拟合的平均相关系数分别是0.99996和0.99999，由拟合结果可以看出，该传感器的电压-压力曲线具有较好的线性关系. 对比两次标定

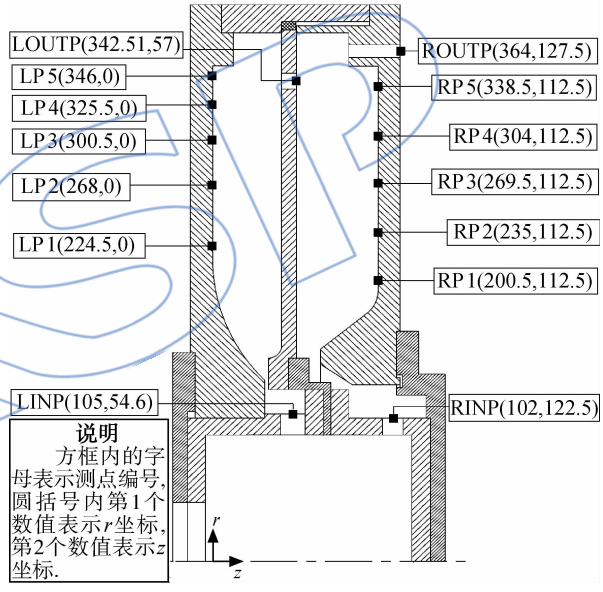


图 3　压力传感器测点示意图

Fig. 3　Schematic diagram of measure point of pressure transducers

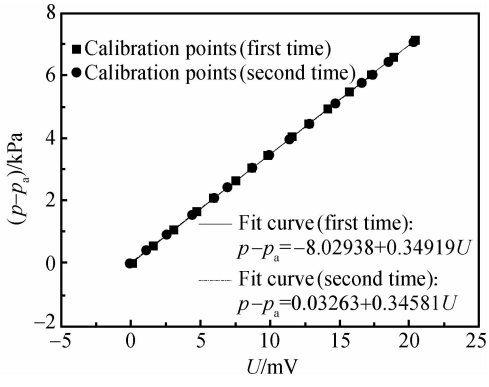


图 4　典型压力传感器的标定曲线

Fig. 4　Typical calibration curves of pressure transducer

的拟合值可发现，第 1 次标定和第 2 次标定压力值的最大偏差不到 ±0.07 kPa，说明标定曲线具有较好的重复性.

2 实验工况的拟定

通过对实验原型发动机工况的计算，得到其湍流参数约为 0.255，因此确定本文实验的湍流参数范围为 0.1～0.4，涵盖了实际发动机的工况. 实验系统中空心转轴所能实现的旋转雷诺数的范围为 0.51×10^6～2.04×10^6，根据湍流参数、旋转雷诺数和流量系数的关系可以拟定本文的实验工况如表 1 所示，其中 C_w，Re_ω 和 λ_t 分别为流量系数、旋转雷诺数和湍流参数，各无量纲数的定义式及其物理意义见文献[1,13]. 换算中涉及到的空气物性按照实验中空气的平均温度 15 ℃ 选取，即密度为 1.225 kg/m^3，动力黏度为 1.7894×10^{-5} Pa·s.

此外，对两旋转腔流量分配的研究结果表明，各工况下，进入左旋转腔的空气约占总质量流量的 30%，并且基本保持不变.

表 1 实验工况表

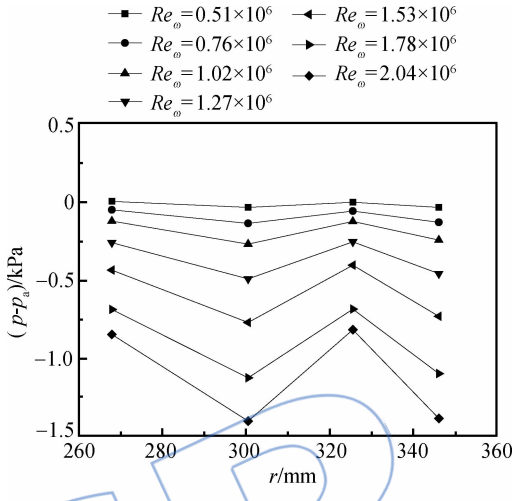
Table 1 Experiment conditions

$Re_\omega/10^6$	$C_w/10^4$			
	$\lambda_t=0.1$	$\lambda_t=0.2$	$\lambda_t=0.3$	$\lambda_t=0.4$
0.51	0.3679	0.7358	1.1037	1.4716
0.76	0.5089	1.0177	1.5266	2.0355
1.02	0.6406	1.2811	1.9217	2.5622
1.27	0.7657	1.5315	2.2972	3.0630
1.53	0.8860	1.7720	2.6580	3.5440
1.78	1.0023	2.0046	3.0068	4.0091
2.04	1.1153	2.2305	3.3458	4.4611

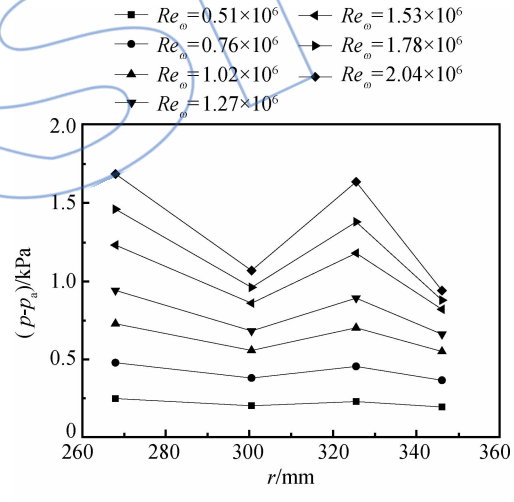
3 实验结果分析

3.1 左转盘表面的压力分布

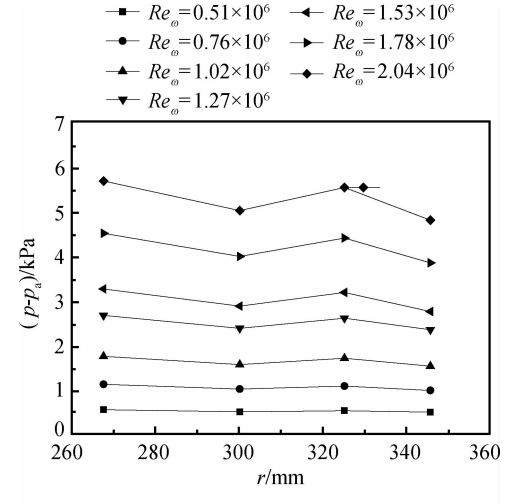
图 5(a)～图 5(d)为给定湍流参数情况下，左转盘表面压力随旋转雷诺数的变化曲线. 从整体规律上看，对于给定的湍流参数，各旋转雷诺数下的压力分布曲线是不相似的，这说明湍流参数不是盘面压力分布型的控制参数. 从 4 个湍流参数值下压力分布曲线的变化趋势可以看出：当湍流参数 $\lambda_t=0.1$ 时，盘面压力随旋转雷诺数的增大而减小；当 $\lambda_t>0.1$ 时，盘面的压力随旋转雷诺数增大而增大. 这是由于当 $\lambda_t=0.1$ 时，来流流量比较小，转盘对气流的离心增压作用不明显[14-15]. 盘面的气流受到转盘黏性力的作用，切向速度明显增大，根据伯努利方程，盘面静压必将降低. 因此，



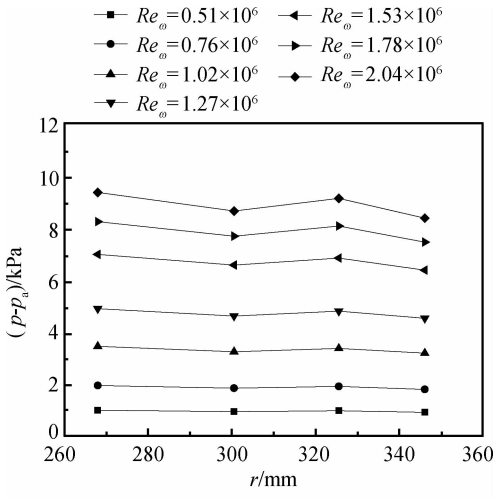
(a) λ=0.1



(b) λ=0.2



(c) λ=0.3



(d) λ=0.4

图 5　左转盘表面压力随 Re_ω 的变化

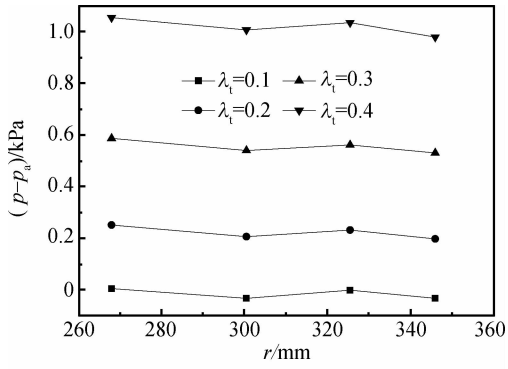
Fig. 5　Variation of pressure distribution with Re_ω on left rotating disk

$\lambda_t=0.1$时，盘面压力随旋转雷诺数增大而减小. 当 $\lambda_t>0.1$ 时，为了保持固定的 λ_t，随着旋转雷诺数的增大，来流流量也增大，这时离心增压作用明显，导致盘面压力随旋转雷诺数的增大而增大.

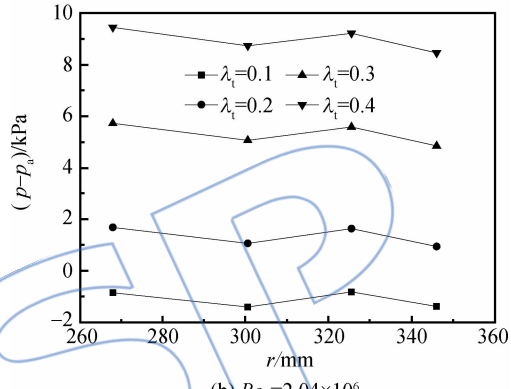
由图 5 还可以看出，在给定 λ_t 值，对于一定的旋转雷诺数，压力分布曲线随半径的增大不是单调变化的，在 $r=325.5$ mm 处出现局部的峰值. 由图 3 可见，该径向位置位于中间转盘出气孔附近，由于气体流通面积减小，造成腔内局部压力增高所致，而最高半径处压力再次降低很可能是测点位置靠近盘缘法兰，出现局部气流旋涡造成的.

图 6(a)～图 6(b)为旋转雷诺数分别为 0.51×10^6 和 2.04×10^6 时左转盘表面压力随湍流参数的变化曲线，其他旋转雷诺数的压力曲线变化与图 6 相似. 由图可见，相同旋转雷诺数下，盘面的压力分布曲线是相似的，说明旋转雷诺数决定盘面的压力曲线型. 参考图 2(a)中空气的流通路径可以看出，两个旋转腔低半径入口的气流都是先冲击正对着入口的轮毂，然后折转再进入旋转腔. 这使得来流的惯性力对盘腔内流动的影响大大削弱，而转盘的黏性力对于腔内流动的影响相对增强，因此，旋转雷诺数决定了盘面的压力分布型. 此外，对于给定的旋转雷诺数，盘面压力随湍流参数的增大(亦即流量的增大)而增大.

图 7 和图 8 分别为旋转雷诺数和湍流参数对左转盘表面无量纲压力分布的影响曲线，其他旋转雷诺数和湍流参数下的情况与图 7 和图 8 的情况完全相同. 从图 7 可以看出，在相同湍流参数



(a) Re_ω=0.51×10⁶



(b) Re_ω=2.04×10⁶

图 6　左转盘表面压力随 λ_t 的变化

Fig. 6　Variation of pressure distribution with λ_t on left rotating disk

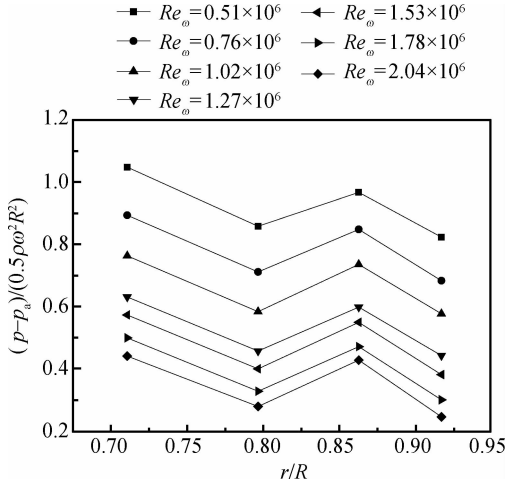


图 7　左转盘表面无量纲压力随 Re_ω 的变化 ($\lambda_t=0.4$)

Fig. 7　Variation of nondimensional pressure distribution with Re_ω on left rotating disk ($\lambda_t=0.4$)

下，无量纲压力随旋转雷诺数的增大而减小，这与前文盘面压力分布随旋转雷诺数的变化规律不同，这种现象赵熙[15]在研究转静系盘腔的压力分布时也观察到，这说明如果研究旋转对盘面压力

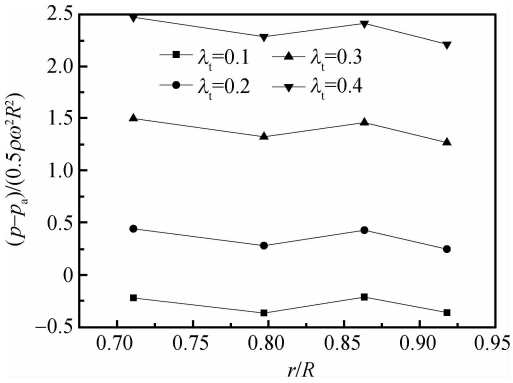


图 8 左转盘表面无量纲压力随 λ_t 的变化

($Re_\omega=2.04\times10^6$)

Fig. 8 Ariation of nondimensional pressure distribution with λ_t on left rotating disk

($Re_\omega=2.04\times10^6$)

的影响，选用旋转动压头进行无量纲化的方法值得商榷. 从图 8 可以看出，无量纲压力随湍流参数的增大而增大，这是由于盘腔来流流量的增大引起的. 综合两图可以看出，左转盘表面无量纲压力的分布型受旋转雷诺数和湍流参数的影响较小，其具体值由各流动参数决定.

3.2 右转盘表面的压力分布

图 9(a)～图 9(d)为给定 4 个湍流参数的情况下右转盘表面压力分布随旋转雷诺数的变化曲线. 同左转盘的分布情况相似，对于给定的湍流参数，各旋转雷诺数下的压力分布曲线是不相似的，这说明湍流参数不是盘面压力分布型的控制参数. 由图 9 还可见，当湍流参数 λ_t 由 0.1 变化到 0.4 时，盘面压力随旋转雷诺数的增大先减小，之后出现随旋转雷诺数增大而增大的趋势. 其变化

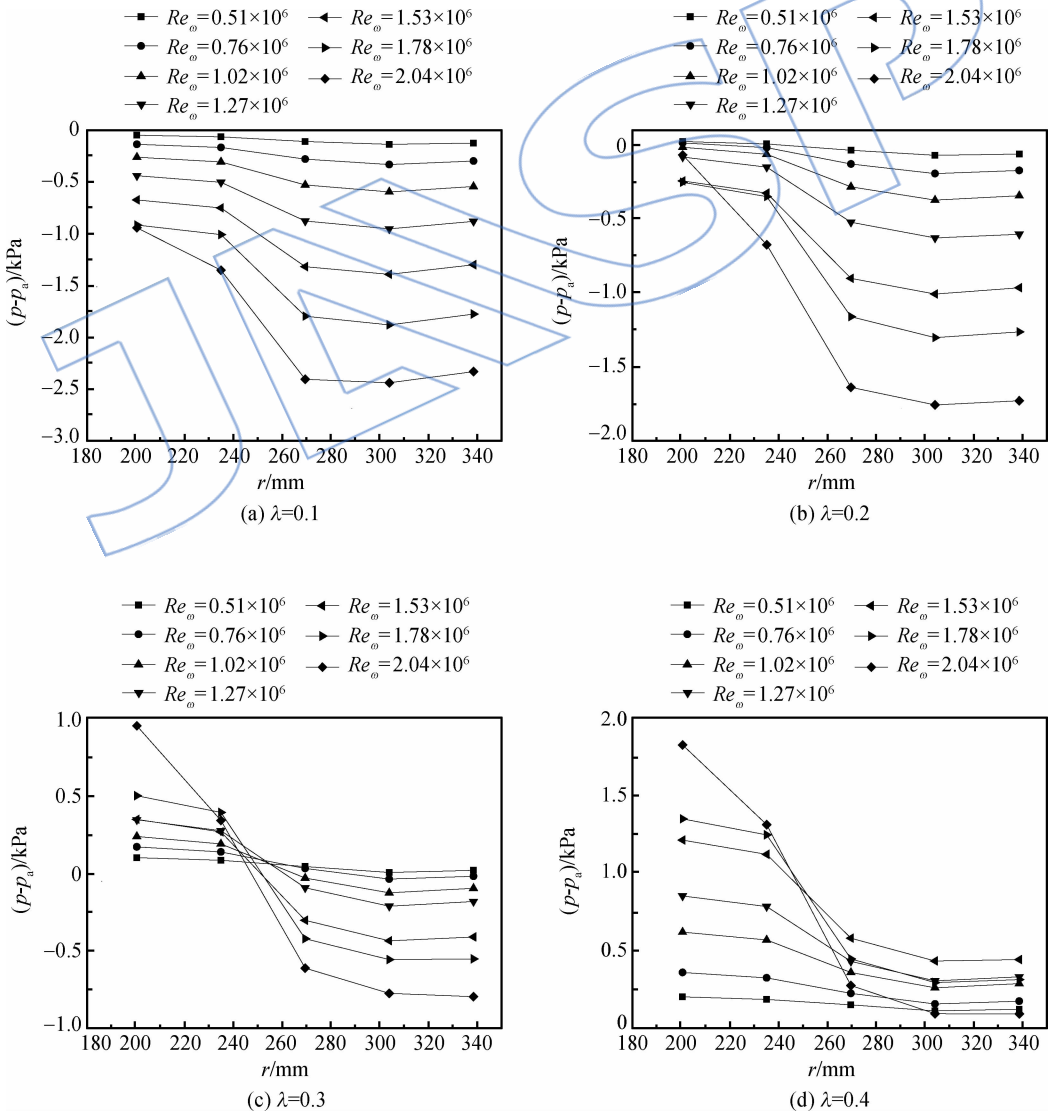
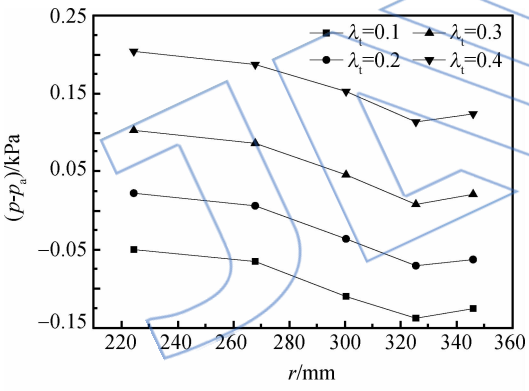


图 9 右转盘表面压力随 Re_ω 的变化

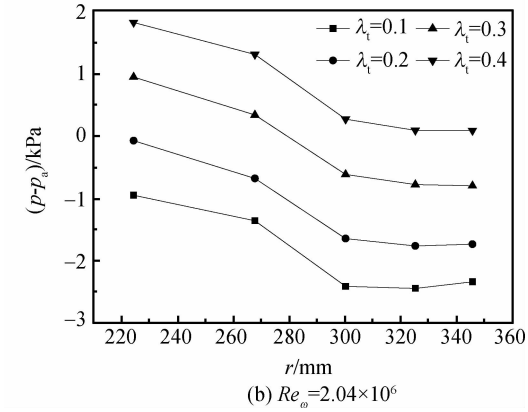
Fig. 9 Variation of pressure distribution with Re_ω on right rotating disk

原因如前所述，与来流流量的大小密切相关. 当 $\lambda_t=0.1$ 时，盘面压力随旋转雷诺数的变化规律同左转盘. 当 $\lambda_t>0.1$ 时，盘面压力随旋转雷诺数的增大呈现一种压力逆增的过程. 虽然当 $\lambda_t=0.4$ 时，压力逆增的过程还没有完全实现，但可以相信，当 λ_t 继续增大，压力逆增过程将全部实现. 本文的双旋转盘腔结构，从空气系统的设计参数以及前期的流量分配研究结果看，实际进入右旋转腔的空气要多于左旋转腔，右转盘表面的压力分布应该更早地出现逆增的现象，但实际情况是右转盘表面的压力分布出现逆增相对于左转盘滞后了. 这有可能是右转盘上的 65 个出气孔的排气能力比中间转盘上的 8 个出气孔的排气能力大造成的.

图 10(a)～图 10(b)为旋转雷诺数分别为 0.51×10^6 和 2.04×10^6 时右转盘表面压力随湍流参数的变化曲线，其他旋转雷诺数下的压力曲线变化情况与图 10 相似. 由图可见，在相同旋转雷诺数下，盘面的压力分布曲线是相似的，说明同左转盘一样，旋转雷诺数决定了盘面的压力曲线型. 对于给定的旋转雷诺数，盘面压力随湍流参数的增大(即流量增大)而增大.



(a) $Re_\omega=0.51\times10^6$



(b) $Re_\omega=2.04\times10^6$

图 10　右转盘表面压力随 λ_t 的变化

Fig. 10　Variation of pressure distribution with λ_t on right rotating disk

图 11 和图 12 分别为旋转雷诺数和湍流参数对右转盘表面无量纲压力分布的影响曲线，其他旋转雷诺数和湍流参数下的情况与图 11 和图 12 的情况完全相同. 从图 11 可以看出，与左转盘的情况相同，在相同湍流参数下，无量纲压力随旋转雷诺数的增大而减小. 从图 12 可以看出，无量纲压力随湍流参数的增大而增大. 综合两图可以看出，右转盘表面无量纲表压的分布型受旋转雷诺数和湍流参数的影响较小，其具体值由各流动参数决定，左右转盘无量纲压力分布规律一致.

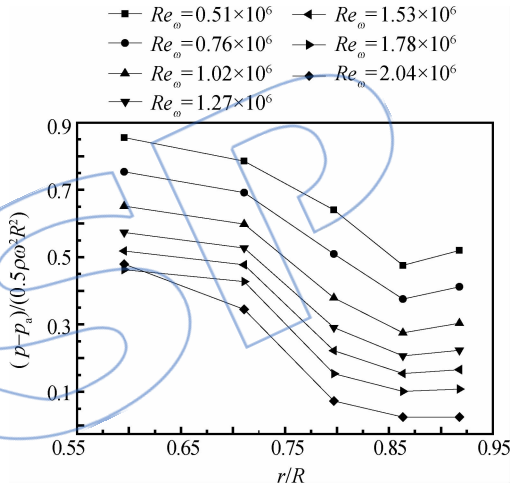


图 11　右转盘表面无量纲压力随 Re_ω 的变化 ($\lambda_t=0.4$)

Fig. 11　Variation of nondimensional pressure distribution with Re_ω on right rotating disk ($\lambda_t=0.4$)

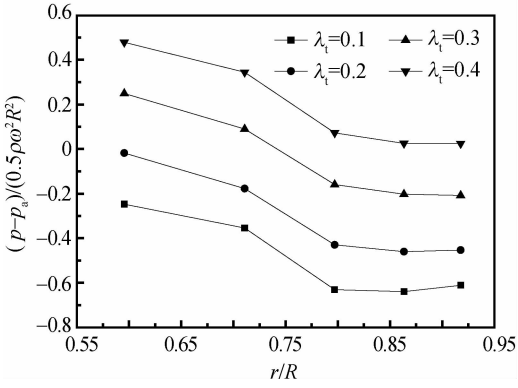


图 12　右转盘表面无量纲压力随 λ_t 的变化($Re_\omega=2.04\times10^6$)

Fig. 12　Variation of nondimensional pressure distribution with λ_t on right rotating disk ($Re_\omega=2.04\times10^6$)

以上分析说明，在实验的湍流参数范围内，旋转盘腔内的流动结构很可能随各工况的变化较小，这实际上对于发动机的设计是非常有利的.

3.3 旋转腔进出口的总压损失

左、右两个旋转腔进出口的总压损失 $\Delta p^*_{\text{total}}$ 如图 13～图 15 所示. 总体来说，在相同旋转雷诺数下，总压损失随湍流参数增大（即流量增大）而增大. 对于左旋转腔，总压损失在旋转雷诺数为 1.78×10^6 时出现局部极小值，这可能是由于该工况下旋转腔内漩涡结构部分堵塞出流造成的，具体原因需要结合流动显示技术及数值模拟进一步研究. 对于右旋转腔，高半径入口和低半径入口到出口的总压损失均随旋转雷诺数增大而增大，但趋势并不相同. 随着湍流参数的增大，高半径入口到出口的总压损失随旋转雷诺数的增加更加明显（如图 14），而低半径入口到出口的总压损失随旋转雷诺数的增加对于各个湍流参数值基本相同（如图 15）.

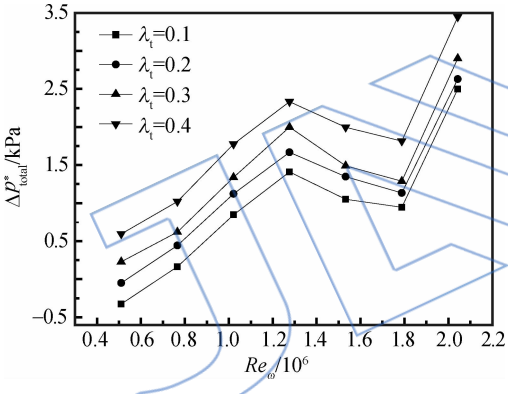


图 13 左旋转腔总压损失随 Re_ω 的变化

Fig. 13 Variation of total pressure loss with Re_ω of left rotating cavtiy

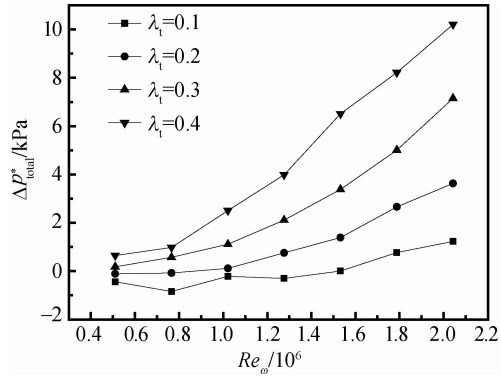


图 14 右旋转腔的总压损失随 Re_ω 的变化（高半径入口到出口）

Fig. 14 Variation of total pressure loss with Re_ω of right rotating cavity (high-radius inlet to outlet)

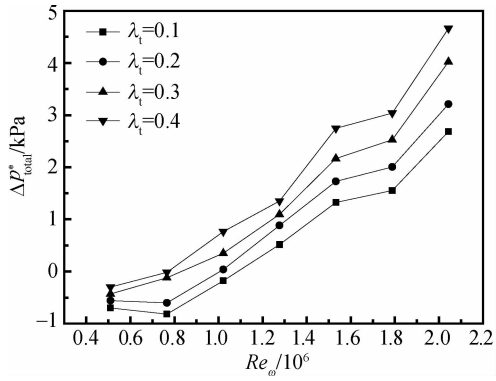


图 15 右旋转腔的总压损失随 Re_ω 的变化（低半径入口到出口）

Fig. 15 Variation of total pressure loss with Re_ω of right rotating cavity (low-radius inlet to outlet)

4 结 论

本文通过对双旋转盘腔转盘表面压力分布和盘腔的进出口总压进行测量，得到了转盘表面的压力分布和旋转盘腔进出口的总压损失随湍流参数和旋转雷诺数的变化规律，实验结果表明：

1）当湍流参数由 0.1 变化到 0.4 时，转盘表面的压力先随旋转雷诺数的增大而减小，之后随旋转雷诺数的增大而增大，并且转变的湍流参数对于两个转盘是不同的.

2）相同的湍流参数下，转盘表面的压力分布型不同，即湍流参数不能决定转盘表面的压力分布曲线形状. 相同的旋转雷诺数下，转盘表面的压力分布型是相似的，即旋转雷诺数决定了转盘表面的压力分布曲线形状.

3）两个转盘表面的无量纲压力的分布型受旋转雷诺数和湍流参数的影响很小.

4）两个旋转腔的总压损失随湍流参数的增大而增大，随旋转雷诺数的变化规律不同，右旋转腔两个入口到出口的总压损失随旋转雷诺数的变化规律也有差异.

参考文献：

[1] Owen J M, Pincombe J R. Velocity measurements inside a rotating cylindrical cavity with a radial outflow of fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1980, 99(1): 111-127.

[2] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems: Volume 2 rotating cavities[M]. New York: Research Studies Press, 1995: 65-106.

[3] Ong C L, Owen J M. Prediction of heat transfer in a rotating cavity with a radial outflow[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 115-122.

[4] Karabay H, Chen J X, Pilbrow R, et al. Flow in a "cover-plate" preswirl rotor-stator system[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(1): 160-166.

[5] Karabay H, Pilbrow R, Wilson M, et al. Performance of pre-swirl rotating-disc systems[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(3): 442-450.

[6] Karabay H, Wilson M, Owen J M. Predicitons of effect of swirl on flow and heat transfer in a rotating cavity[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(2): 143-155.

[7] Pilbrow R, Karabay H, Wilson M, et al. Heat transfer in a "cover-plate" preswirl rotating-disk system[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 249-255.

[8] Peter R N C. Rotating flow[M]. New York: Research Studies Press, 2011: 281-285.

[9] Flow in rotating components: discs, cylinders and cavities [R]. Sussex, UK: The Institution of Mechanical Engineers, ESDU 07004, 2010.

[10] 张东,丁水汀,陶智,等. 旋转系下的实时压力测量方法研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 244-247.
ZHANG Dong, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. The simultaneous measurement of pressure in rotating system[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2): 244-247. (in Chinese)

[11] Uffrecht W, Kaiser E. Influence of force field direction on pressure sensors calibrated at up to 12000 g[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2008, 130(6): 061602.1-061602.8.

[12] 蔡旭,徐国强,罗翔,等. 直接供气预旋转静系流动特性的实验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(10): 2222-2228.
CAI Xu, XU Guoqiang, LUO Xiang, et al. Experiment of flow characteristics of direct transfer pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(10): 2222-2228. (in Chinese)

[13] 白洛林,冯青,刘松龄. 湍流参数对复杂形状涡轮盘腔流场的数值研究[J]. 推进技术, 2003, 24(4): 344-347.
BAI Luolin, FENG Qing, LIU Songling. Numerical investigation of turbulence parameter on flow field of rotating disc cavity with complex geometry[J]. Journal of Propulsion Technology, 2003, 24(4): 344-347. (in Chinese)

[14] Phadke U P, Owen J M. An investigation of ingress for an air cooled shrouded rotating disc system with radial clearance seals[A]. ASME Paper 82-GT-145, 1982.

[15] 赵熙. 复杂涡轮盘腔内流动与换热研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 2012.
ZHAO Xi. Study on flow and heat transfer in rotor-stator turbine disc cavities with complex boundary conditions. [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)

JASP