

中心进气转静系转盘风阻扭矩数值模拟

张 达, 韩建桥, 罗 翔, 徐国强

(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: 采用计算流体力学(CFD)商业软件 CFX 从流动参数及几何结构两个方面对中心进气转静系盘腔内转盘风阻扭矩特性进行了数值模拟研究,同时搭建一个转盘风阻扭矩实验台测量自由盘风阻扭矩. 中心进气转静系转盘风阻扭矩与经典经验公式进行了对比,结果表明:利用数值模拟方法,得到的无量纲扭矩系数与经典经验关系式计算得到的数据总体相差小于 10%,利用湍流参数来表征转盘转速以及叠加流流量,对于分析转盘风阻扭矩非常便利. 利用湍流参数定量分析时需注意叠加流以及转速的量级同样影响着风阻扭矩的数值. 几何结构对于风阻扭矩也有影响,但相比流动参数影响较小.

关 键 词: 涡轮盘; 自由盘; 风阻扭矩; 风阻损失; 扭矩系数; 转静系

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical simulation of friction torque of rotating disc for rotor-stator system with central inflow

ZHANG Da, HAN Jian-qiao, LUO Xiang, XU Guo-qiang

(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: In order to investigate the friction torque performance of rotating disc for rotor-stator system with central inflow, numerical simulation was conducted by using computational fluid dynamic (CFD) commercial software CFX in consideration of flow parameters and geometric structure respectively. A test rig for the friction torque of rotating disc was developed to test the friction torque of free disc. The numerical simulation results were compared with the previous empirical associated correlation for the friction torque of rotating disc for rotor-stator system with central inflow. The results show that compared with the previous empirical associated correlation, the difference of dimensionless the moment coefficient is within 10%. It is convenient to use turbulent parameter which represents the rotating speed and superimposed flow to analyze the friction torque of the rotating disc. For a given value of the turbulence parameter, the magnitudes of the rotating speed and superimposed flow have effect on the friction torque. Compared with the flow parameters, geometric parameters have smaller influence on friction torque.

Key words: turbine disc; free disc; friction torque; windage loss;
moment coefficient; rotor-stator system

典型发动机涡轮进口温度已经从早期的 800℃升高到约 1700℃,金属部件在高温下长时

间工作,会因疲劳而影响发动机寿命. 常规控制金属温度的方法是利用压气机提取的压缩空气冷却

收稿日期:2013-08-12

基金项目:航空科学基金(2012ZBN2002)

作者简介:张达(1986—),男,辽宁沈阳人,博士生,主要从事涡轮盘腔流动与换热的研究.

导向叶片、涡轮叶片以及涡轮盘等热端部件。从无量纲参数的角度对旋转部件更准确地量化分析,对于燃气轮机的设计有着至关重要的作用。高效的冷却系统设计存在一个难题,冷却空气与流路上的高速转动部件相互作用,转动部件受到扭矩,由于黏性耗散作用,同时产生耗散热。冷却空气在流动过程中,吸收了这部分耗散热量,导致冷却品质不断降低。要达到相同的冷却效果,就需要增大冷气的用量,这样制约了发动机效率的提升。针对风阻扭矩问题很多学者进行了相关的研究。Dorfman^[1], Bayley 和 Owen^[2]利用数值分析以及实验方法求得自由盘扭矩系数, Batchelor^[3]和 Stewartson^[4]针对盘腔流动特点提出了不同的假设模型。Soo^[5], Vaughan^[6], Dorfman^[7], Daily 等^[8]对静盘中心进气开式转静系流动结构进行研究,分别研究了小间隙层流流动、大间隙层流流动、小间隙湍流流动和换热、大间隙湍流流动几种情况的扭矩特性。Owen^[9]以及 Bhavnani 等^[10]的研究没有外部供气,研究在转盘泵效应作用下的流体卷吸作用。Owen^[11]指出若转静间隙相对较小,两边界层将发生相互作用并会出现库塔流动特点。Chew 等^[12]研究发现湍流参数对于轴向中心进气情况的转盘风阻扭矩起主要影响作用。Owen 和 Rogers^[13]利用腔内旋转核的特点分析转盘风阻扭矩特性。Gartner^[14]利用数值分析的方法对 Owen^[15]的经验关系式进行了修正,针对转静系径向外流的情况,在经验关系式中,增添了封严环引起的扭矩。Pearson^[16]针对 Batchelor 的方向开展实验研究, Schouveiler 等^[17]及 Poncet 等^[18]以实验与数值方法研究了带有通流的转静盘腔内的流动结构。

本文介绍了在实际发动机运转无量纲参数下,转盘风阻扭矩的定量分析。本文采用计算流体力学软件 CFX 内置的 $k-\omega$ SST (shear stress transport) 湍流模型,对中心进气转静系盘腔内的转盘风阻扭矩特性进行了数值模拟,并利用实验装置直接对自由盘风阻扭矩测量,验证数值模拟的准确度。利用数值模拟数据拟合得到范围更宽的经验关系式,以利于工程应用。

1 自由盘风阻扭矩实验

1.1 实验件及实验装置

本实验装置设备简图如图1所示,实验台主要包括电主轴、转盘、静态扭矩仪以及支承等。转盘悬臂安装在电动机输出轴上。转盘半径 $b=225$ mm,电动机为 $0\sim 13\,000$ r/min 连续调节,并附有

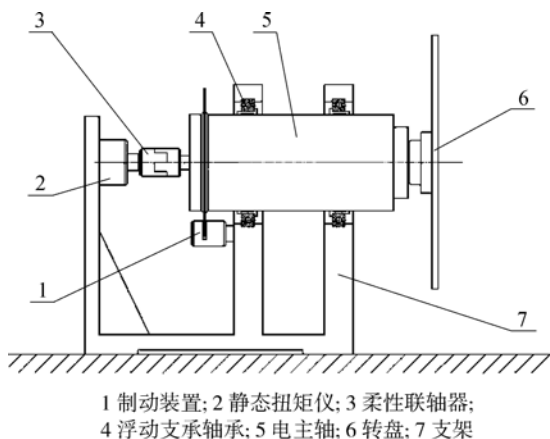


图1 实验设备简图

Fig. 1 Sketch of test rig

冷却及润滑装置。

1.2 测量系统和测量方法

本实验将力矩平衡理论应用于实验测量设计,实现了静态扭矩仪测量转子扭矩,采用德国劳恩-梅斯泰克公司量程为 ± 20 N·m、型号为 0150H 的静态扭矩仪。测量前利用标准砝码将静态扭矩仪通过静重式扭矩校准方法标定。

测量基本过程是将转盘风阻扭矩等量转化为静止部件中的扭矩,并使用静态扭矩仪直接测量。转盘悬臂安装在电动机输出轴上,电动机整体置于浮动轴承上并可自由小幅转动(本文中称为浮动状态)。静态扭矩仪固定在静止支架上,并通过柔性联轴器与电动机外壳相连。

整个测量体系分析按照运行状态分为转动部件及静止部件。转动部件包括电主轴转子、被测转盘、电动机内部轴承的内圈。静止部件包括电主轴壳体、电动机内部轴承的外圈、静态扭矩仪、浮动支承轴承。当电动机稳定运行时,各部件受到扭矩为

$$M_{\text{rotor}} = M_{\text{inner}} + M_{\text{windage}} \quad (1)$$

$$M_{\text{stator}} = M_{\text{outer}} + M_{\text{torque}} + M_{\text{floating}} \quad (2)$$

其中下标 rotor, stator, inner, outer, torque, windage, floating 分别表示转子、定子、轴承内圈、轴承外圈、静态扭矩仪、风阻和浮动支承轴承。电动机转子和定子以及电动机内部轴承内外圈所受扭矩分别是两对作用力与反作用力,其受到的扭矩值等大反向,由此可得

$$M_{\text{outer}} = M_{\text{inner}} \quad (3)$$

$$M_{\text{stator}} = M_{\text{rotor}} \quad (4)$$

联立式(1)~式(4),并忽略 M_{floating} 可得

$$M_{\text{torque}} = M_{\text{windage}} \quad (5)$$

通过上述分析,本实验装置实现了将转动部

件受到的风阻扭矩通过静态扭矩仪测量。

1.3 自由盘实验结果

首先,定义与风阻扭矩相关各无量纲参数. 转盘半径为 b , 旋转角速度为 ω , 流体密度及动力黏度分别为 ρ 和 μ , 转静系有中心通流, 叠加流流量为 $\dot{m}$, 转盘受到扭矩为 M . 由此定义流量系数 C_w , 旋转雷诺数 Re_ϕ 和无量纲扭矩系数 C_m

$$Re_\phi = \frac{\rho \omega b^2}{\mu} \quad (6)$$

$$C_w = \frac{\dot{m}}{\mu b} \quad (7)$$

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 b^5} \quad (8)$$

针对湍流流动状态下自由盘的扭矩特性, Dorfman^[1], Bayley 和 Owen^[2] 分别得到扭矩系数经验关系式

$$C_m = 0.491 (\lg Re_\phi)^{-2.58} \quad (9)$$

$$C_m = 0.0655 (Re_\phi)^{-0.186} \quad (10)$$

将自由盘实验研究与上述关系式对比, 本实验转盘转速为 5000~13000 r/min, 对应旋转雷诺数为 $1.76 \times 10^6 \sim 4.59 \times 10^6$. 转盘在静止空间转动, 转盘正背两面皆受到空气风阻扭矩, 其中正面一侧为理想自由盘, 背面有电动机存在, 为验证背面也接近自由盘情况, 本文设计一次对比实验: 将正面与背面做相同设置, 最终两次测量得到的风阻扭矩值基本相同, 由此, 单侧自由盘可通过双侧对半的方法得到. 通过扭矩测量总体不确定度公式, 分别求得各个测量扭矩值的不确定度. 当扭矩为 1.98 N·m, 自由盘不确定度为 ± 0.066 N·m, 针对 95% 置信区间, 包含因子为 1.98, 扩展不确定度为 ± 0.131 N·m. 如图 2 所示为实验测量得到

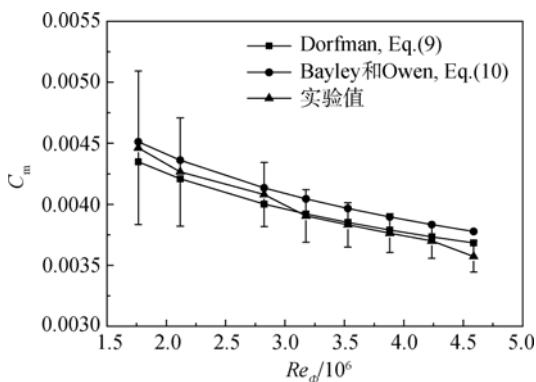


图2 自由盘扭矩系数实验与经验关系式

Fig. 2 Empirical and experimental relationship of moment coefficient of free disc

扭矩系数与前述经验关系式对比。

2 数值模拟

2.1 研究模型

转静系盘腔结构复杂, 存在着很多的简化模型, 本文主要针对带封严中心进气转静系结构进行研究. 因自由盘有较为系统的研究成果, 本文的研究步骤, 首先研究自由盘的风阻扭矩特性, 结合实验对比, 可以验证数值模拟方法的准确度. 接着介绍带封严中心进气转静系的数值模拟方法, 然后对得到的结果与经典经验关系式对比, 分析转静系盘腔内转盘风阻扭矩特性的主要影响因素以及作用规律。

自由盘及转静系研究对象的物理模型如图 3 所示. 转盘半径 $b=255$ mm, 进气半径 $r_1=20$ mm, 出口间隙分别为 $s_c=1, 1.5, 2, 2.5$ mm, 转静间隙 s 可变, 分别为 4.5, 9, 13.5, 27, 40.5 mm. 转盘转速分别为 6000, 8000, 10000, 12000 r/min. 进口流量为 100, 300, 500, 700 kg/h.

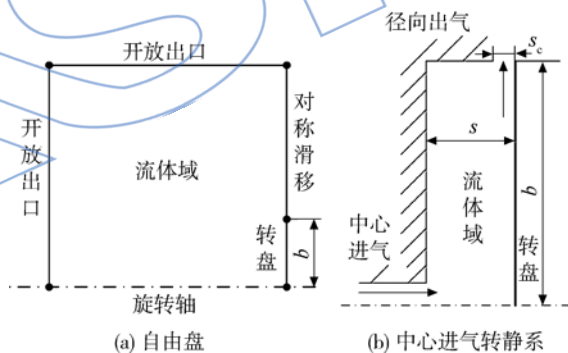


图3 自由盘及转静系物理模型

Fig. 3 Physical model of free disc and rotor-stator system

转静间隙比 $G=s/b$, 出口间隙比 $G_c=s_c/b$, 旋转雷诺数 Re_ϕ 和流量系数 C_w 等转静系无量纲参数见表 1.

表1 转静系无量纲参数

Table 1 Non-dimensional parameters of rotor-stator system

G	G_c	$Re_\phi/10^6$	$C_w/10^4$
0.02			
	0.0044	2.12	0.682
0.04			
	0.0067	2.82	2.04
0.06			
	0.0089	3.53	3.41
0.12			
	0.0111	4.23	4.77
0.18			

2.2 数值模拟方法

被模拟的盘腔结构为转静系(而非旋转系),因此采用笛卡儿惯性坐标系.本文数值模拟研究使用商业CFD软件ANSYS/CFX.针对每个盘腔结构创建不同的网格,得到不同工况下的转盘风阻扭矩.计算中使用对于剪切流动有较好的适用性的 $k-\omega$ SST 湍流模型.另外,由于本研究关注的风阻扭矩是在稳定转速和流量参数下流体与转盘壁面的作用,因此本计算模型假设为中心对称的稳态模型.有两个盘腔结构参数,转静间隙比 G 以及出口间隙比 G_e ,故本研究建立1个自由盘模型,以及20个转静系模型,下面选取其中1个作为实例介绍研究方法,如图4所示,其余模型做相同处理.具体计算参数和边界条件如下:

- 1) 湍流模型为 $k-\omega$ SST 模型,第1层网格尺寸设为 10^{-6} m以满足该模型对 y^+ 的要求.
- 2) 气体为可压缩理想气体,具体物性参数为默认值.
- 3) 转盘为壁面条件为绝热、无滑移且水力光滑,转速参数如表1所示.
- 4) 出口为开放出口,相对压力为0 Pa,温度为300 K.
- 5) 入口为亚声速质量入口,温度为300 K,流量参数如表1所示.
- 6) 静子、入口段和封严罩均为绝热、无滑移壁面.
- 7) 转静间隙比 G 如表1所示的5个结构,出口间隙比 G_e 共有4个结构,一共20个模型.其中针对自由盘模型以及最大转静间隙模型,网格数量为50万~200万,在100万以后扭矩数值基本没有变化,转静系盘腔网格数量为100万~150万.

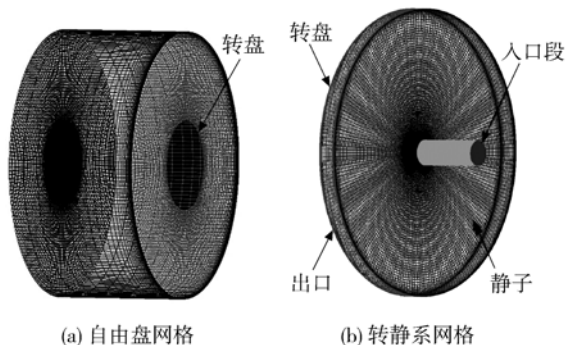


图4 CFD计算中的三维网格

Fig. 4 3-D mesh of CFD computation

2.3 自由盘计算结果分析

利用上述数值模拟方法,得到与实验相对应的自由盘扭矩系数,结果如图5,利用自由盘数值模拟得到扭矩数据,总结出新的扭矩系数经验关系式

$$C_m = 0.128(Re_\phi)^{-0.234} \quad (11)$$

此经验关系式与数值模拟得到数据对比,如图5所示,上三角的离散点为数值模拟得到的扭矩系数,而无离散点的曲线为上述自由盘扭矩系数的经验关系式.

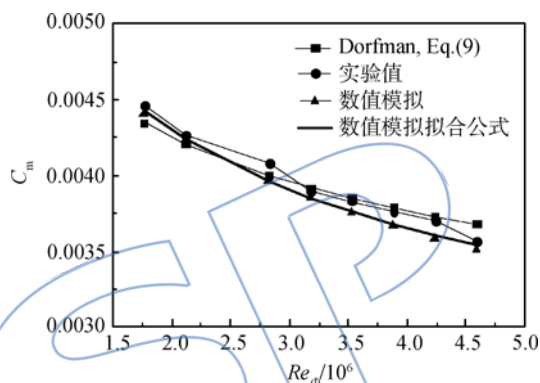


图5 自由盘数值模拟结果及拟合关系式

Fig. 5 Numerical simulation results and fitting relationship of free disc

通过数值模拟得到的转盘风阻扭矩值与Dorfman^[1]的关系式及实验值相吻合,进而验证了本数值模拟方法对风阻扭矩有着较好的计算准确度.

2.4 转静系计算结果分析

研究带封严中心进气转静系结构转盘风阻扭矩特性,依次单独分析转盘与静子间隙以及封严出口间隙的变化对于风阻扭矩特性的影响.选取旋转雷诺数以及流量系数,参照发动机真实工况并结合转静系盘腔内的最小封严流量,本文选取了对转静系盘腔内影响转盘风阻扭矩较大的4个变量,2个几何参数,2个流动参数,结合盘腔内流动结构,深入分析扭矩作用规律,利用湍流参数 λ_t 来表征盘腔内惯性作用以及旋转作用之间的相互关系,定义见下式:

$$\lambda_t = C_w(Re_\phi)^{-0.8} \quad (12)$$

为研究流动参数的影响,此时固定几何结构,转静间隙比 $G=0.12$,出口间隙比 $G_e=0.0044$,数值模拟求得单侧转盘扭矩系数,针对类似情况,Owen^[15]指出转静系盘腔内核心流动受到 λ_t 的影

响,将转静间流动腔分为核心区以及源区,结合自由盘转动引起卷吸流量,以 $\lambda_t = 0.219$ 为分界,将流动状态分为叠加流大于以及小于卷吸流两种情况.在源区,流动主要受到轴向的冲击作用,而核心区主要受到旋转核的特性影响.对于 $\lambda_t < 0.219$ 的情况,得到公式如下:

$$C_m = (Re_\phi)^{-0.2} \{ 0.0729 X_c^{23/5} + 0.0389 \cdot [(1 - X_c^{23/5}) + 14.7 \lambda_t (1 - X_c^2)] + 90.4 \lambda_t^2 (1 - X_c^{-3/5}) \} \quad (13)$$

$$X_c = 1.79 \lambda_t^{5/13} \quad (14)$$

当通流流量大于同工况下的自由盘泵出流量时,核心流动将会被抑制.即 $\lambda_t > 0.219$ 时,源区将充满整个腔体,此时转盘扭矩系数公式为

$$C_m = 0.333 \lambda_t (Re_\phi)^{-0.2} \quad (15)$$

数值模拟结果与 Owen 模型比较如图 6 所示,针对中心进气转静系盘腔,旋转雷诺数以及流量系数对流动有着重要影响,分别表征着外部叠加流与旋转作用的强度.增加叠加流流量系数与旋转雷诺数,都会增强流体与转盘的剪切作用,进而增大转盘所受到的风阻扭矩.针对 $\lambda_t < 0.219$,即叠加流流量较小、转速较高,此时数值模拟结果与 Owen 模型(式(13))符合度较高,随着流量的增大,临近自由盘卷吸流量使得 $\lambda_t = 0.219$ 的情况,此时虽然差别增大,但依旧保持在 10% 左右,当流量继续增大, Owen 模型(式(15)) C_m 急剧增大,与流动特性不符,总体上看,数值模拟结果准确反映了转盘在各个工况下的风阻扭矩特性.

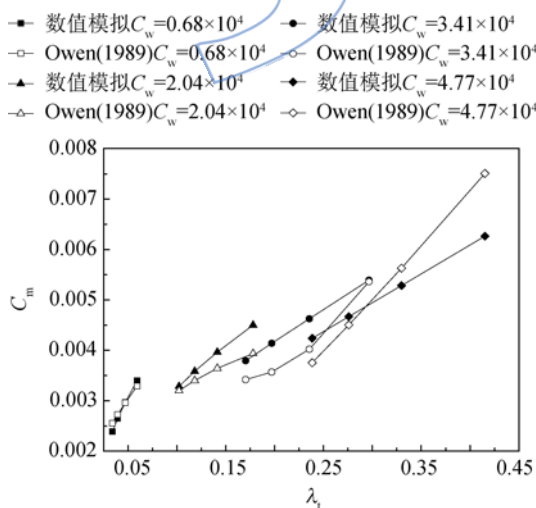


图6 转静系扭矩系数与 Owen 模型比较

Fig. 6 Comparison of moment coefficient of rotor-stator system with Owen model

本文主要研究盘腔内的流动结构对于转静系盘腔内风阻扭矩特性的影响,盘腔内的流动结构

根据是否有旋转核心分为 Batchelor 和 Stewartson 两种流动结构,除了流动结构对盘腔内流动参数有影响外,转子与静子之间的间隙(转静间隙)也起着重要作用,依据转静间隙以及流动参数的不同,转静系流动可以分为小间隙层流、小间隙湍流、大间隙层流、大间隙湍流.不同的流动结构,转盘风阻扭矩呈现不同的特性.保持出口间隙比 $G_c = 0.0044$ 不变,转静间隙比 $G = 0.02 \sim 0.18$,转静系盘腔的流动参数如表 2 所示,变量为旋转雷诺数以及流量系数,表中利用式(12)计算湍流参数 λ_t .

表2 模拟工况下的湍流参数 λ_t

Table 2 Turbulent parameter λ_t in simulation cases

$Re_\phi / 10^6$	$C_w / 10^4$			
	0.68	2.05	3.41	4.77
2.12	0.059	0.178	0.297	0.415
2.82	0.047	0.141	0.236	0.330
3.53	0.039	0.118	0.197	0.276
4.23	0.034	0.102	0.170	0.238

表 2 内部的分割线为 $\lambda_t = 0.219$ 的分界,按照这条分界,转静系盘腔转盘的扭矩系数如图 7 所示,图中各条曲线按照表 2 中的 λ_t 数值区分对应.

图 7(a)和图 7(b)分别表示 $\lambda_t < 0.219$ 和 $\lambda_t > 0.219$ 两种情况下,转静间隙比对于扭矩系数的影响.在图 7(a)中当 $\lambda_t < 0.219$,在所有的流动参数下扭矩系数基本不受转静间隙比变化的影响.当盘腔内叠加流小于自由盘卷吸流时,盘腔内旋转作用主导,腔内流体以一定的速度随着转盘转动.旋转雷诺数 $Re_\phi = 3.53 \times 10^6$,流量系数 $C_w = 2.05 \times 10^4$,此时相对应 $\lambda_t = 0.118$,径向以及轴向切面如图 8 所示,因流动呈现轴对称特点,故截取一个转盘的一半,每幅图中右下角为进气口,左侧为转盘,右侧为静子.通过对比分析,在 $\lambda_t < 0.219$,盘腔内存在着明显的多个宏观旋转核心,并且因为旋转作用主导,核心的数量、位置相近,故此时静子与转盘的间隙大小对于转盘的风阻扭矩影响较小.在图 7(b)中当 $\lambda_t > 0.219$ 时,随着转静间隙的增大,扭矩系数呈现先减小后增大的趋势.此时以旋转雷诺数 $Re_\phi = 2.12 \times 10^6$,流量系数 $C_w = 4.77 \times 10^4$,相对应 $\lambda_t = 0.415$ 为例,此时叠加流流量较大,盘腔内流动受流体的惯性作用主导,同时由于转静间隙较小,转盘边界层与静盘

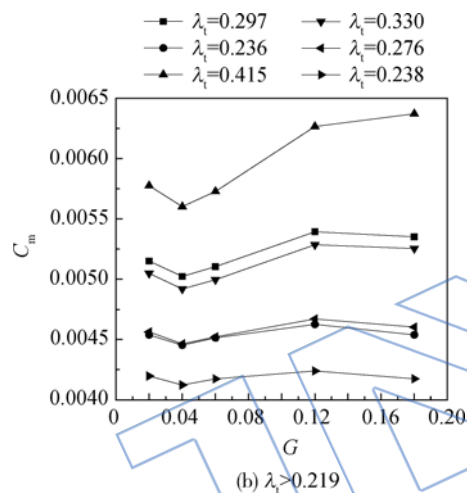
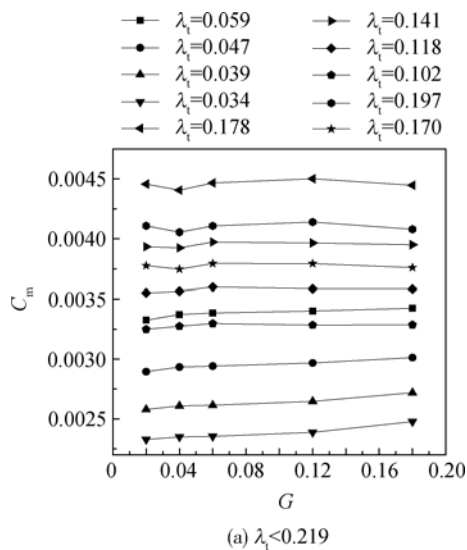


图7 转静间隙比对扭矩系数的影响

Fig. 7 Effect of gap ratio of rotor-stator system on moment coefficients

边界层出现交织,腔内的流体与转盘有着强烈的剪切作用,此时呈现小间隙湍流的特点,转盘受到的风阻扭矩较大。

而随着转静间隙比增大到 $G=0.04$ 左右,转盘与静子边界层分离,两边界层之间出现旋转核心,核心的存在会提高腔内流体切向速度,使得风阻扭矩随着间隙增大而降低,随着转静间隙比继续增大,核心的强度降低,此时核心速度有所降低,扭矩系数缓慢增大,当扭矩系数接近 $G=0.12$,静子对于转盘一侧受到的风阻扭矩不再起作用,腔内出现单独的一个旋转核心,其流动特点从图9中可以更加清晰地显示。

不同的流动情况,转静间隙比对于转盘扭矩系数呈现不同的规律,对于中心进气转静系盘腔来说,出口间隙比对于最小封严流量有着重要的影响。Owen 和 Rogers^[13]指出转静间隙比对于最

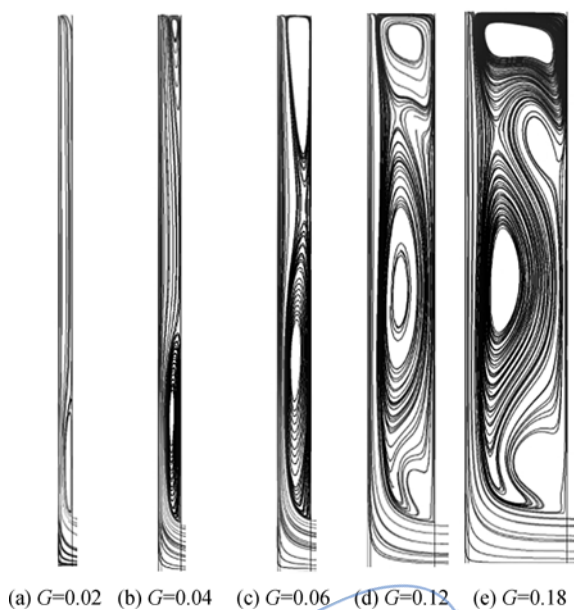


图8 不同转静间隙比的流线图

($G_c=0.0044, \lambda_i < 0.219$)

Fig. 8 Flow structure of different gap ratios of rotor-stator system

($G_c=0.0044, \lambda_i < 0.219$)

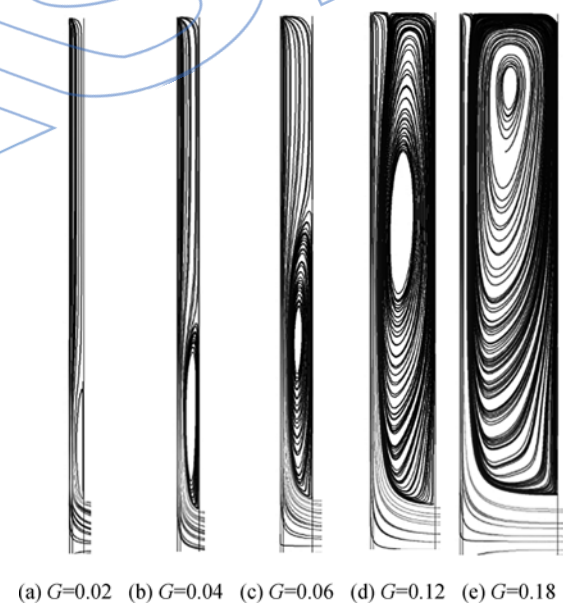


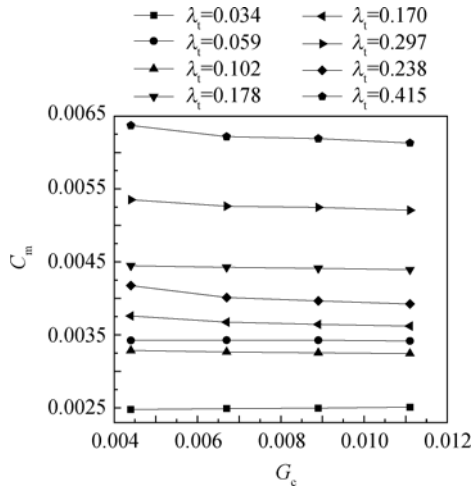
图9 不同转静间隙比的流线图

($G_c=0.0044, \lambda_i > 0.219$)

Fig. 9 Flow structure of different gap ratios of rotor-stator system

($G_c=0.0044, \lambda_i > 0.219$)

小封严流量影响小,选取 $G=0.18$ 为例,分析出口间隙比对于转静系盘腔内转盘风阻扭矩的影响规律,如图10所示,每条曲线依旧对应表2中的流动工况。

图10 出口间隙比对扭矩系数的影响($G=0.18$)Fig. 10 Effect of clearance ratio of exit on moment coefficients ($G=0.18$)

从图10中可以看出,在所研究范围内的流动情况下,出口间隙比对于转盘扭矩系数基本没有影响,在后续分析中,出口间隙比将不作为影响因素分析。由此可见,转盘扭矩系数主要受到盘腔内流动结构的影响。

前述定性分析了中心进气转静系盘腔内流量参数以及几何参数对扭矩系数的影响,风阻扭矩最终将以功热转化的形式变为风阻温升量影响涡轮盘腔的换热,这就要求定量求得转盘的扭矩系数。下面对扭矩系数进行定量分析,首先选取出口间隙比 $G_e=0.0044$,转静间隙比 $G=0.06$ 为例,其扭矩系数规律如图11所示。

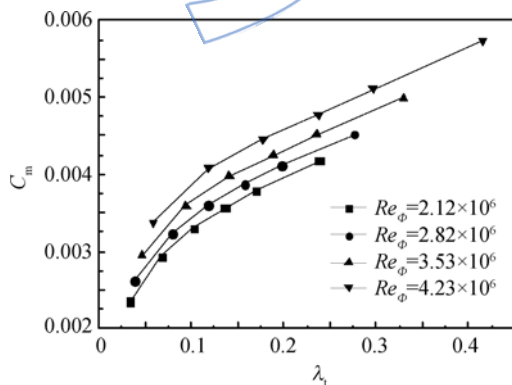


图11 不同流动参数下扭矩系数比较

Fig. 11 Moment coefficient comparison of different flow parameters

图11中每一条曲线表示相同的旋转雷诺数,而曲线上的点,沿着横坐标增大的方向,是流量系数从 $C_w=4.77 \times 10^4 \sim 0.68 \times 10^4$ 递减的,为了更

清晰地表征曲线特性,流量对比表2增加了两个。从图中可以看到,每条曲线的趋势基本一致,呈现以湍流参数为自变量的根指数特点,旋转的作用相比叠加流的惯性作用,仅仅改变扭矩系数的量级,而不会改变曲线的趋势,这为定量分析得到扭矩系数的经验关系式提供了便利,结合扭矩数据,得到中心进气转静系盘前内光滑转盘的扭矩系数经验关系式为

$$C_m = 1.048 \left(\frac{s}{b} \right)^{0.0139} (Re_\phi)^{8/125} \times [0.00219\lambda_1^{1/2} + 3.49(Re_\phi)^{-0.575}] \quad (16)$$

本经验关系式充分考虑了湍流参数对盘腔内风阻扭矩的影响,同时增加转静间隙比作为几何结构的修正。如图12所示,表征了相同工况下,新拟合经验关系式得到的结果与数值模拟结果的符合程度,其最大相差小于5%。

经验关系式(16)的适用范围为

$$0.6 \times 10^4 \leq C_w \leq 4.77 \times 10^4$$

$$2.12 \times 10^6 \leq Re_\phi \leq 4.23 \times 10^6$$

$$0.02 \leq G \leq 0.18$$

$$0.034 \leq \lambda_1 \leq 0.415$$

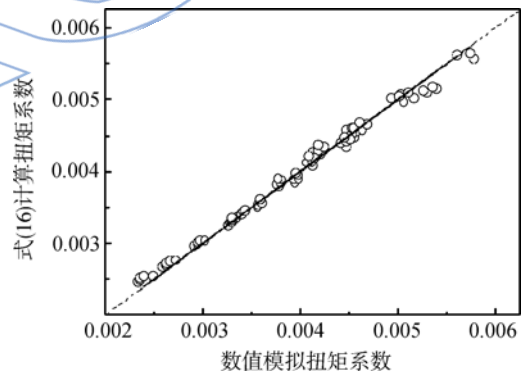


图12 不同公式计算扭矩系数比较

Fig. 12 Comparison of moment coefficient with different formulas

利用拟合的经验关系式(16)与Owen的关系式^[15]作比较,如图13所示。在 $\lambda_1 > 0.219$,也就是腔内流体惯性作用主导情况,边界层内的剪切应力加剧,此时随着流量的增大,流体惯性作用受到转子与静子的限制,叠加流对于扭矩系数的增幅贡献降低。而此时Owen的公式(15)并未区分源区以及核心区,这样对于大流量情况分析并不准确,而本文拟合经验关系式(16)更加符合流动特点。

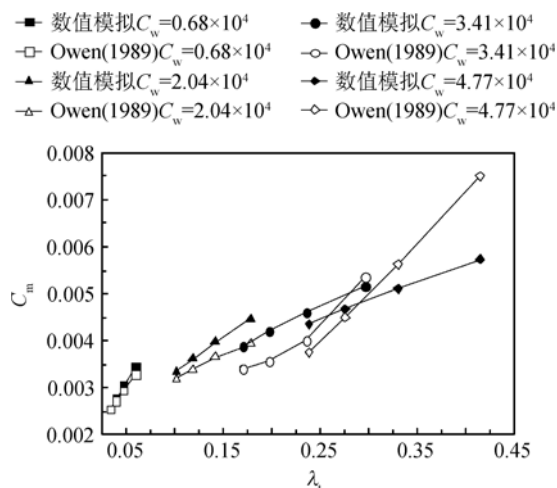


图13 新拟合关系式(16)与Owen模型结果比较

Fig. 13 Comparison of new fitting relationship Eq. (16) with Owen model

3 结论

针对中心进气转静系模型,对影响转盘风阻扭矩的几个典型影响因素做了相关实验验证和数值模拟研究分析,结论如下:

1) 利用自由盘实验验证,软件CFX的3-D模型, $k-\omega$ SST湍流模型可以较好地模拟出转盘风阻扭矩。

2) 利用湍流参数来表征转速、流量等流动参数,为分析风阻扭矩带来较大便利,流量增大会增大扭矩系数,而转速增大,会使扭矩系数降低,流量的变化对于扭矩系数影响较大。

3) 盘腔的几何结构对风阻扭矩有影响,转静间隙比影响较大,而出口间隙比影响可以忽略。

参考文献:

- [1] Dorfman L A. Hydrodynamic resistance and the heat loss of rotating solids[M]. Edinburgh, UK: Oliver and Boyd, 1963.
- [2] Bayley F J, Owen J M. Flow between a rotating and a stationary disc[J]. Aeronautical Quarterly, 1969, 20: 333-354.
- [3] Batchelor G K. Note on the class of solutions of the Navier-Stokes equations representing steady rotationally symmetric flow[J]. Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1951, 4(1): 29-41.
- [4] Stewartson K. On the flow between two rotating coaxial

discs[J]. Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, 1953, 49(2): 333-341.

- [5] Soo S L. Laminar flow over an enclosed rotating disc[J]. Transaction on ASME, 1958, 80(2): 287-296.
- [6] Vaughan C M. A numerical investigation into the effect of an external flow field on the sealing of a rotor-stator cavity[D]. Brighton, UK: University of Sussex, 1987.
- [7] Dorfman L A. Effect of radial flow between the rotating disc and housing on their resistance and heat transfer[EB/OL]. [2013-01-01]. <http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=AD0284110>.
- [8] Daily J W, Ernst W D, Asbedian V V. Enclosed rotating discs with superposed throughflow: mean steady and periodic unsteady characteristics of induced flow[R]. Boston, US: Department of Civil Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Hydrodynamics Laboratory Report No. 64, 1964.
- [9] Owen J M. The effect of forced flow on heat transfer from a disc rotating near a stator[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1971, 14(8): 1135-1147.
- [10] Bhavani S H, Khodadadi J M. An experimental study of fluid flow in disc cavities[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 454-461.
- [11] Owen J M. Fluid flow and heat transfer in rotating disc systems[J]. Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery, 1984, 1: 81-103.
- [12] Chew J W, Vaughan C M. Numerical predictions for the flow induced by an enclosed rotating disc[R]. Amsterdam, Netherlands: 33rd Gas Turbine Conference, 1988.
- [13] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems[M]. Taunton, US: Research Studies Press, 1989.
- [14] Gartner W. A prediction method for the frictional torque of a rotating disc in a stationary housing with superimposed radial outflow[R]. ASME Paper 97-GT-204, 1997.
- [15] Owen J M. An approximate solution for the flow between a rotating and a stationary disk[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 323-332.
- [16] Pearson C E. Numerical solutions for the time-dependent viscous flow between two rotating coaxial disks[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1965, 21(4): 623-633.
- [17] Schouveiler L, Le Gal P, Chauve M P. Instabilities of the flow between a rotating and a stationary disk[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2001, 443: 329-350.
- [18] Poncet S, Chauve M P, Schiestel R. Batchelor versus Stewartson flow structures in a rotor-stator cavity with throughflow[J]. Physics of Fluids, 2005, 17(7): 075110. 1-075110. 15.