

文章编号: 1000-8055(2009)02-0403-06

对转压气机转差特性试验与数值模拟

刘 波, 侯为民, 陈云永, 赵旭民
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了探索对转压气机流场特性, 在前后级转子等转速压比和效率特性试验基础上, 在一个两级对转轴流压气机试验台上进行了前后级转子不同转差下的特性实验, 并对试验工况进行了数值模拟, 辅助分析了转差对压气机特性及流场的影响, 数值模拟与实验结果符合较好. 结果表明, 转差变化引起压气机性能与流场结构发生显著变化, 是影响压气机性能的主要因素之一.

关 键 词: 对转技术; 轴流压气机; 转差; 数值计算

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Experiment and numerical simulation of rotating speed difference effects on a dual-stage counter-rotating compressor flow field and performance

LIU Bo, HOU Wei-min, CHEN Yun-yong, ZHAO Xu-min

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Preliminary researches on the rotating speed difference in the counter-rotating compressor were presented. Some different rotating speed differences were introduced and tested on a dual-stage axial counter-rotating compressor. The result of comparing computational simulation with experimental measurement indicates a good agreement between them. Consequently, it is verified that the rotating speed difference is one of important influential factors to the performance of the compressor.

Key words: counter-rotating technique; axial-flow compressor;
rotating speed difference; numerical simulation

现代飞机不断提高的技术战术指标对航空发动机提出更高要求. 其基本特点是在高温、高压、高转速的工况下, 要求高可靠性、长寿命和更轻的重量. 采用新技术、新结构的对转技术, 不仅能够简化航空发动机结构, 大大减轻发动机自身重量, 还能够突破叶轮常规负荷, 大幅度提高叶轮机械做功能力; 与常规压气机相比, 上下游转子对转, 在相同的相对转速下, 可以减小风扇直径, 从而相应降低风扇叶尖速度, 大大降低风扇的噪声水平. 对转技术作为提高发动机性能的有效途径之一越

来越受到重视. 例如, 在 IHPTET 计划中, 研制高性能对转涡轮贯穿始终; F119 发动机采用了对转涡轮技术, 取消了高低压涡轮间的涡轮导向器, 加之采用其它先进技术, 使 F22 战斗机能够实现超声巡航; 国内相继开展了 1 + 1/2 对转涡轮的设计和试验研究^[1-2], 并建立了对转涡轮研究试验台. 从公开发表的资料来看^[3-4], 取得实质进展的研究成果多数是在对转涡轮及浆扇上完成的. 关于对转压气机/风扇方面, 国内仅限于对旋风机的研究^[5]; 国外相继开展探索性研究^[6-7], 并在吸附式

收稿日期: 2008-01-15; 修订日期: 2008-05-30

作者简介: 刘波(1960 -), 男, 陕西乾县人, 教授, 博士生导师, 主要从事叶轮机械气动热力学实验及数值计算研究.

对转风扇的设计与实验研究方面取得进展^[8],认为级间无导叶对转压气机在减轻压缩系统自重的同时,可以达到较高的效率。

研究表明,对转压气机转子转差、转子叶排轴向间距、叶片轮毂比、进气畸变和机匣处理等因素对压气机性能具有重要影响作用^[6-7]。本文以所在实验室的双级对转压气机试验台为研究对象,采用试验研究比照数值模拟的方法,分析探索该对转压气机在设计及非设计点下,随着两级转子转差变化,压气机特性变化趋势,稳定工作性能的变化程度,及上下游转子间的匹配情况,为今后更好的设计对转压气机提供参考。

1 研究对象及方法概述

1.1 对转压气机试验台

本文以建成的两级对转轴流压气机试验台为研究对象,该装置主要用于轴流压气机对转技术应用可行性研究验证,获取对转压气机气动特性、流场分布变化规律及相关技术特点。之前已进行了对转压气机设计分析及数值研究^[9],为该试验段叶栅设计制造及初步优化提供了有效参考。该压气机设计点性能参数分别为:第一级转子 R1 转速为 8 000 r/min,第二级转子 R2 转速为 -8 000 r/min (从进口沿气流方向看,R1 为顺时针旋转,R2 为逆时针旋转);进口条件为标准大气条件时,流量 6 kg/s,总压比 1.2,绝热效率 0.86。试验台结构示意图如图 1 中所示。试验段由进口导向器、两排反向旋转的转子及出口导向器组成。两级转子间没有导向器,分别由两台直流变频电机驱动,中间由两个增速箱连接,在试验段进出口分别布置有压力耙和热电偶来获得总温和总压,在试验段机匣沿轴向分布 5 个静压测点。压气机主要几何参数为:各叶片排数目分别为:进口导叶 (IGV) 22,转子 1 (R1) 19,转子 2 (R2) 20,出口导

叶 (OGV) 32,转子叶片顶部间隙为 0.5 mm。

1.2 数值计算方法

本文以设计的双级对转压气机试验台为研究对象,在试验基础上采用数值模拟手段,对压气机内部复杂三维流量进行求解,以求通过分析流场中各流动参数的分布情况,对对转压气机内部流动机理作探索性研究。

数值计算采用 FINE/ TURBO 软件包,应用 Jameson 有限体积差分格式并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程进行求解,空间离散采用中心差分格式,时间项采用 4 阶 Runge-Kutta 方法迭代求解,CFL 数取 3.0,同时采用隐式残差光滑方法以及多重网格技术以加速收敛过程。边界条件进行如下设定,即进口给定总压 (101 350.0 Pa),总温 (288.15 K) 以及气流角 (轴向进气),出口给定静压,各个工况进口边界条件相同,出口边界反压不同。

计算网格采用贴体 C 型网格拓扑结构,网格总数为 128 万,离开叶片表面第一层网格的距离为 1×10^{-6} m,最小正交性角度为 13.32°,最大长宽比 2400.38,最大延展比 4.21。计算三维网格如图 2 中所示。

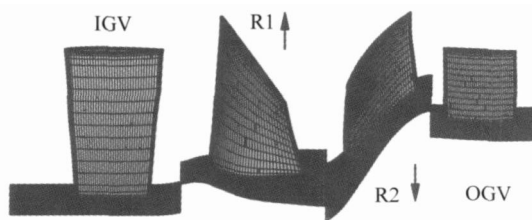


图2 三维计算网格示意图

Fig. 2 Schematic diagram of three-dimensional computation

2 结果及分析

2.1 设计点压气机特性分析

本文首先针对该压气机进行了设计转速下多个工况的试验测试和数值模拟,图 3 和图 4 分别给出了压气机压比流量特性曲线和效率特性曲线图。数值计算的特性值是通过观测面流场求解得到的。实验中,压比是通过出口导向器下游环面各采点观测值的平均与进口导向器采点均值的比值得到

$$\pi_k^* = p_{6cp}^* / p_{2cp}^* \quad (1)$$

效率是在采集到总温总压的基础上,通过总

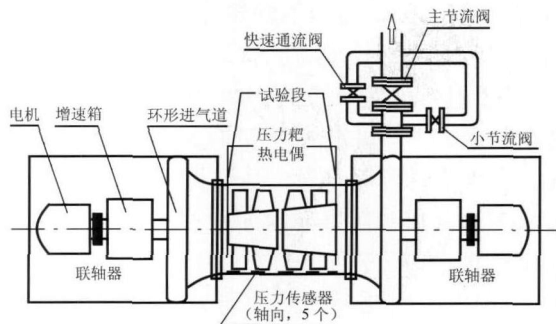


图1 对转压气机试验台结构示意图

Fig. 1 Structure scheme of compressor test stand

焓和熵计算得到

$$\eta_k^* = \frac{T_H}{T_{6cp}^* - T_H} \left(\pi_{k^*}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (2)$$

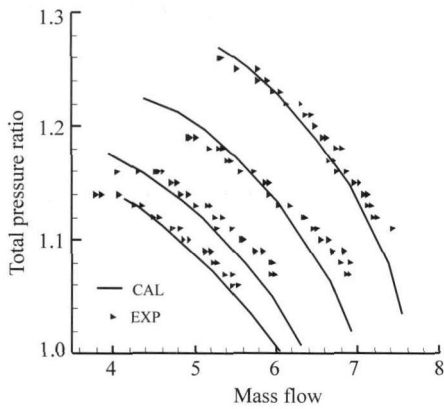


图 3 压比流量特性曲线

Fig. 3 Pressure ratio versus mass flow

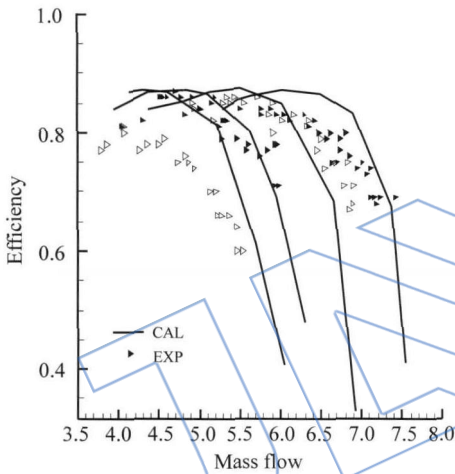


图 4 效率流量特性曲线

Fig. 4 Efficiency versus mass flow

图 3 和图 4 中两转子转速为相对转速(对应设计转速). 对应每条等转速线, 测试时转速相同, 即转差为 0 r/min, 保持不变, 通过调节排气段节流阀门获得等转速线上单独的测试工作点. 相同工况下的数值模拟也同期进行. 由于本试验台结构较复杂, 进气段总压损失、附面层损失及叶轮顶部间隙等影响较难做出精确评估. 针对这种情况, 采取两种方法处理, 其一, 压力采集位置由最初进

气段入口后移至试验段进口导向器前, 这样可避免对进气段损失的评估, 简化了数值模型; 其二, 计算中在顶部间隙生成蝶型网格通过三维流场计算直接得到间隙处流场各个参数的分布情况.

从图 3 可以看到, 设计转速下, 压气机压比试验值为 1.25, 较设计压比高 4%; 与相同压比下常规压气机相比, 对转压气机流量压比特性曲线较陡, 特别是高转速下, 因此相对流量稳定工作范围较小.

测量得到的最大绝热效率为 0.83, 如图 4 所示. 定性对比数值计算结果, 效率特性线走向和趋势吻合良好, 峰值效率试验值偏低, 特别是较低转速下. 分析原因主要是由于试验过程中进口测量大气温度的传感器受变频电机干扰, 不能准确捕获大气温度的, 所以试验过程中我们采用给定进口总温的方式, 但随着试验的进行大气温度的升高, 这使得压气机前后的温升比实际值偏大, 效率偏低; 另外, 测量出口截面总温热电偶的分布是固定的, 测温区域总温与实际总温的相差数值也是引起效率偏差的一个主要因素. 目前, 受现有实验设备测试条件的限制, 未能消除温度测量误差对效率的显著影响, 但为今后更准确的测量效率, 明确了改进方向.

研究结果表明, 在给定的压气机运行工况下, 数值计算得到的特性曲线与试验结果基本吻合.

2.2 转差特性

在发动机实际运行过程中, 转差的扰动不可避免. 对于对转轴流压气机来讲, 转子间的转速差, 是影响压气机特性的重要因素之一. 因此在本文的研究中, 对压气机转差特性给予更多关注. 文中转差扰动被人为规律性放大, 主要是为了观察转差对压气机特性的影响, 得到量化结果. 在实际测试中采用的转差特性测试方案如下: 保持 R1 转速 N_1 不变, 逐级(级差 250 r/min)降低 R2 转速 N_2 ; 反之, 保持 N_2 不变, 同样转差梯次降低 N_1 , 得到不同转差下的压气机特性. 表 1 列出实验测试时, R1, R2 分别保持换算转速 6030 r/min 相对转速 0.75) 不变, 前后级转速对的数值情况.

表 1 N_1, N_2 分别保持换算转速为 6030 r/min 时, 转差特性测试方案

Table 1 Testing method of rotating speed difference when N_1, N_2 keeps corrected rotating speed at 6030 r/min

转差/ (r/min)	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000
$N_2 = 6030 \text{ r/min}$								
$N_1 / (\text{r/min})$	5780	5528	5280	5026	4770	4523	4270	4021
$N_1 = 6030 \text{ r/min}$								
$N_2 / (\text{r/min})$	5780	5528	5280	5026	4770	4523	4270	4021

2.2.1 N_2 保持不变, N_1 转速降低, 压气机转差特性

如图5给出了 $N_2 = 6030 \text{ r/min}$ 下, 测试得到的压气机转子部分转差特性。从图中可以看出, 当保持 N_2 不变, 逐级降低 N_1 , 与前后级等转速时相比, 随着转差扩大, 流量压比线向左下方平移, 压气机总流通能力和做功能力下降, 其中 R1 降转节流是导致该变化的主要原因之一。分析压比流量特性曲线可以看出: 随着前后级转差的增加, 压气机流量压比线近喘点逐渐向左移动, 流量裕度明显增加; 当前后级转差为 1000 r/min 时流量裕度达到最大, 随后转差进一步增加, 压气机流量稳定工作范围变小, 这说明在两级对转压气机中存在一个最佳转差可以使压气机流量稳定工作范围最大。对比试验值与数值计算值, 效率变化的趋势特征相似: 在不同转差下, 效率线尾段有粘合的趋势, 分析原因是随出口反压提高, 压气机整体流通能力下降, 使得 R1 降转节流影响得到缓解, 效率有一定程度的恢复。值得注意的是当 $N_1 < N_2$ 转速时, 随着转差的增加, 压气机特性线向左延伸, 稳定性得以改善, 这一点与常规压气机转差特性相似。

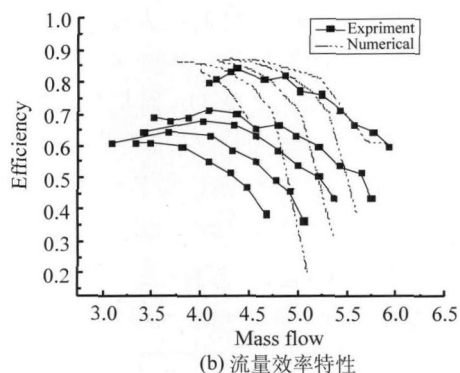
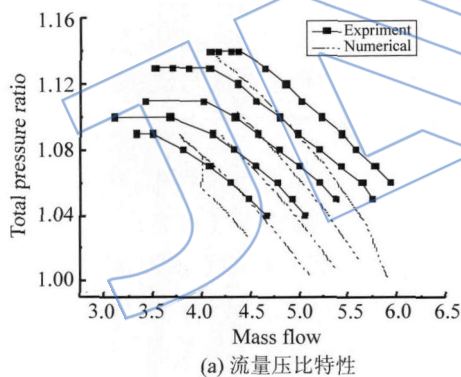


图5 $N_2 = 6030 \text{ r/min}$, N_1 递减时, 压气机转差特性

Fig. 5 Rotating-speed difference characteristic of compressor when $N_2 = 6030 \text{ r/min}$, N_1 decreases progressively

2.2.2 N_1 保持不变, N_2 降低, 压气机转差特性

从图6中可以看出, 随着前后两级转速比的逐渐增加, 压气机最大压比下降, 最高效率减小, 但喘振边界点流量基本不发生变化, 从中可以推断出此时压气机最先在 R1 中发生失速, 流量稳定工作范围逐渐减小。对比分析图5和图6中可以看出, 在相同转差的情况下 $N_1 > N_2$ 时压气机峰值压比较大, 效率偏高, 从中可以初步推断出本文研究对象中加功量主要集中在 R1 中。

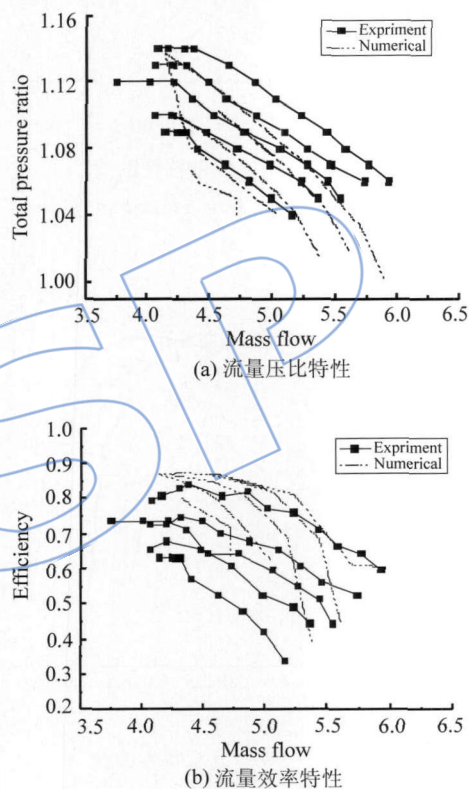


图6 $N_1 = 6030 \text{ r/min}$, N_2 递减时, 压气机转差特性

Fig. 6 Rotating-speed difference characteristic of compressor when $N_1 = 6030 \text{ r/min}$, N_2 decreases progressively

综上所述可以看出, 相同转差条件下, 当前后转差为正(即 $N_1 > N_2$)时压气机最高压比和最高效率明显高于转差为负时的情况, 但此时压气机流量稳定工作范围大大低于相应工况。

2.3 转子内部流动的数值模拟

为了揭示转差对压气机性能和失速裕度的影响机理, 本文在 6000 r/min 转速对不同转差的压气机内部流动进行了数值模拟研究。

对于大量试验和计算结果, 文中仅对典型工况进行流场参数对比分析。取相同边界条件仅两级转子转速不同条件下流场中各参数的分布情况进行分析, 本文选取 $N_1 > N_2$ (即 $N_1 = 6000 \text{ r/min}$,

$N_2 = 5000 \text{ r/min}$ 和 $N_1 < N_2$ (即 $N_1 = 5000 \text{ r/min}$, $N_2 = 6000 \text{ r/min}$) 两个典型工况下峰值效率点为研究对象,对其典型截面流场参数分布情况进行对比分析研究.这两种工况下对应的压气机特性分别如图 5~图 8 分别给出了两种工况下 50% 叶展和 95% 叶展截面下马赫数等线图,从图 8(a) 中可以看出 $N_1 < N_2$ 时流场中马赫数等值线分布规范,整个流场中没有明显分离和倒流现象,流场中最高马赫数为 0.74,较 $N_1 > N_2$ 时流场中最高马赫数 0.85 稍低.从图 7(a) 中可以看出在中间 S_1 流面出口导流叶片压力面存在较大范围的低马赫数区,且马赫数等值线在该处分布杂乱,推测此处可能存在附面层分离或倒流现象.为进一步研究流场中流动细节,如图 9(a), (b) 所示,分别给出了出口导流叶片马赫数等线图及速度矢量图,可以看出在 $N_1 > N_2$ 时叶片压力面存在严重的附面层分离和倒流现象,分离从叶片前缘轴向弦长处开始,倒流区占流道面积的 45%.

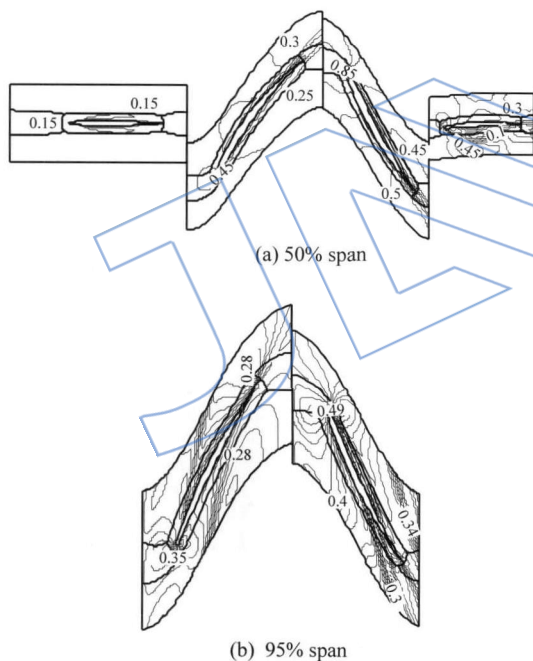


图 7 $N_1 = 6000 \text{ r/min}$, $N_2 = 5000 \text{ r/min}$ 时,马赫数等线图

Fig. 7 When $N_1 = 6000 \text{ r/min}$, $N_2 = 5000 \text{ r/min}$, contours of Mach number

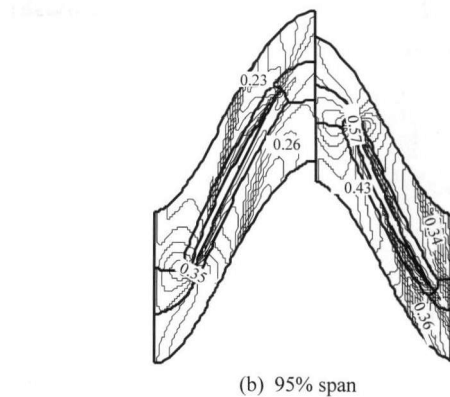
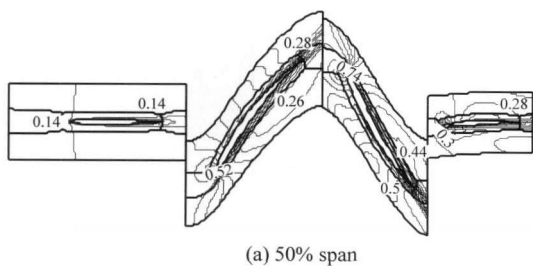


图 8 $N_1 = 5000 \text{ r/min}$, $N_2 = 6000 \text{ r/min}$ 时,马赫数等线图

Fig. 8 When $N_1 = 5000 \text{ r/min}$, $N_2 = 6000 \text{ r/min}$, contours of Mach number

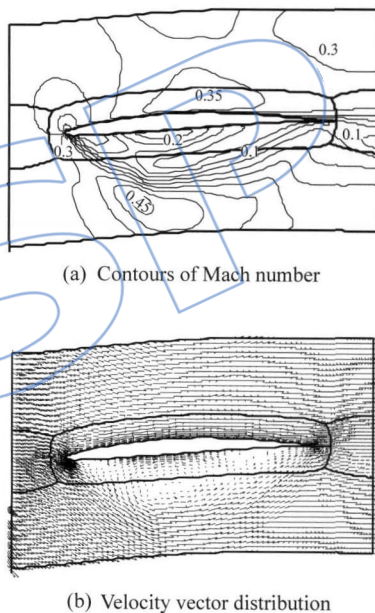


图 9 $N_1 = 6000 \text{ r/min}$, $N_2 = 5000 \text{ r/min}$ 时,出口导流叶栅流场

Fig. 9 When $N_1 = 6000 \text{ r/min}$, $N_2 = 5000 \text{ r/min}$, the flow field in OGV at mid-span

由以上的分析可以看出在 $N_1 > N_2$ 时由于出口倒流叶片压力面存在严重的附面层分离和倒流现象,使得整个压气机损失加剧效率减小.

3 结 论

本文对对转压气机试验台整机特性及转差特性进行了初步实验及数值研究,获得了相关工况下特性参数及压气机流场分布.分析表明:

1) 该对转压气机整机特性与相同压比下常规压气机相比,流量压比特性曲线较陡,相对流量稳定工作范围较小,前后级转子转差,对压气机特性影响显著;

2) 在一些前后级转差为负 ($N_1 < N_2$) 的转速组合下,随转差增加,压气机压比和效率有所降低,稳定工作裕度提高(但存在拐点),整个流场中没有明显分离和倒流现象;

3) 在转差为正 ($N_1 > N_2$) 的转速组合下,压比和效率降低,最高压比和最高效率相较同转差条件下 $N_1 < N_2$ 时明显为高,流量稳定工作范围大大低于相应工况,流道中存在附面层分离和倒流现象。

参考文献:

- [1] JI Lucheng, XIANG Lin, HUANG Bo, et al. The revelations from the research about the vaneless counter-rotating turbine[R]. ISABE-2003-1040, 2003.
- [2] 季路成,肖祥,陈江. $1+1/2$ 对转涡轮设计与控制方法探索[J]. 工程热物理学报, 2004, 23(5): 405-407.
JI Lucheng, XIAO Xiang, CHEN Jiang. Numerical investigations about the vaneless counter-rotating turbine for the cold-air test[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 23(5): 405-407. (in Chinese)
- [3] Pronomariov B A. Using counter-rotating rotors for decreasing size and component number in small GTE[R]. ASME Paper, 92-GT-414, 1992.
- [4] Pempie P, Ruet L. Counter-rotating turbine designed for turbopump rocket engine[C]// 39th AIAA/ ASME/ SAE/ ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit Huntsville. Alabama: [s. n.], 2003.
- [5] 李志平,李秋实,陆亚均. 从非定常效应看对旋风扇压气机的工程实现[J]. 工程热物理学报, 2002: 23(2): 183-186.
LI Zhipin, LI Qiushi, LU Yajun. The unsteady effect of counter-rotating fan/compressor and its application[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(2): 183-186. (in Chinese)
- [6] Sharma P B, Adekoya A. A review of recent research on counter rotating axial flow compressor stage[R]. ASME 96-GT-254, 1996.
- [7] Roy B, Ravibabu K, Rao P S, et al. Flow studies in ducted twin-rotor counter-rotating axial flow fans [R]. ASME92-GT-390, 1992.
- [8] Kerrebrock J L, Epstein A H, Merchant A A. Design and test of an aspirated counter-rotating fan [R]. ASME Turbo. Expo., GT2006-90582, 2006.
- [9] 王掩刚,刘波,陈云永,等. 双级对转压气机流场分析研究[J]. 西北工业大学学报, 2006, 2: 97-102.
WANG Yangang, LIU Bo, CHEN Yunyong, et al. Flow field investigation of two stage counter-rotating compressor [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2006, 2: 97-102. (in Chinese)