小尺寸无静叶对转风扇/压气机气动设计与变工况性能分析研究 *

张　韬[1,2]，李嘉宾[3]，沈雨忻[3]，陈宝延[1]，季路成[3]

（1. 北京动力机械研究所，北京 100074；2. 清华大学 车辆学院，北京 100084；
3. 清华大学 航空发动机研究院，北京 100084）

摘　要：无静叶对转风扇/压气机能有效减小发动机陀螺力矩，在轴向长度方面具有优势。然而，无静叶往往导致下游叶片攻角变化较大，变工况性能难以保证，且这一特点随叶尖切线速度的增大而恶化。本文利用小尺寸涡扇发动机风扇叶片根部周向速度较低的特点，尝试对其进行风扇与压气机无静叶对转方案设计。通过速度三角形分析了无静叶对转风扇/压气机的性能特点，开发了无静叶对转风扇/压气机一维设计程序进行参数方案的筛选优化，设计得到小尺寸无静叶对转风扇/压气机构型方案，设计点效率为85.1%，压比为3.16。结果表明，对转压气机的下排叶片相对进口气流角的变化范围较常规转叶+静叶相对进口气流角范围更小，而对转下排叶片的进口速度却将增大1.5~3倍，因此，需要合理选择对转风扇/压气机的轮毂比及转速比，才能保证对转风扇/压气机变转速工况下的设计点效率及失速裕度。减小对转风扇/压气机转速比有利于提高设计点效率和裕度，但本文受发动机总体指标限制，对转速比选择进行了折中。

关键词：涡扇发动机；无静叶对转；风扇/压气机；气动设计；变工况特性

中图分类号：V235.13　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1001-4055（2024）05-2301011-12

DOI：10.13675/j.cnki. tjjs. 2301011

符号表

α	绝对气流角	m	质量流量	x	轴向分量
β	相对气流角	p	静压	θ	周向分量
φ	流量系数	Ma	马赫数	1,2,3,…	压气机轴向站位
λ	转速比	R	反力度	in	叶排进口
π	压比	β_{SM}	失速裕度	out	叶排出口
ω	Smith恢复系数	u	转速	DP	设计工况点
Ψ	负荷系数	v	绝对速度	NS	近失速工况点
h	静焓	w	相对速度	*	总参数

1　引　言

在航空叶轮机的工程应用中，采用风扇/压气机对转、高低压涡轮对转布局可改善航空发动机动力性能，显著降低陀螺扭矩。目前，半数以上的涡扇发动机型号采用了双轴对转方案。在此基础上，去掉风扇/压气机间静叶（无静叶对转压气机）、高/低压涡轮间导叶（无导叶对转涡轮）可以进一步缩短发动机轴向长度，减轻结构质量，提高发动机推重比。

无导叶/静叶对转叶轮机自20世纪40年代被提

* **收稿日期**：2023-01-09；**修订日期**：2023-09-18。

基金项目：国家科技重大专项（J2019-Ⅱ-0003-0023）。

作者简介：张　韬，博士，副研究员，研究领域为发动机总体设计、叶轮机气动热力学。

通讯作者：季路成，博士，研究员，研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail：jilucheng@mail.tsinghua.edu.cn

引用格式：张　韬，李嘉宾，沈雨忻，等. 小尺寸无静叶对转风扇/压气机气动设计与变工况性能分析研究[J]. 推进技术，2024，45(5)：2301011.（ZHANG T，LI J B，SHEN Y X，et al. Small size vaneless counter-rotating fan/compressor aerodynamic design and performance analysis of variable condition property [J]. Journal of Propulsion Technology，2024，45(5)：2301011.）

出以来[1]，获得了研究者较多的关注，相关研究指出，相比于传统叶轮机，无导叶/静叶对转叶轮机在单位轴向长度上具有双倍的做功潜力[2]，同时，在效率上有4%的提高[3]。然而，无导叶对转涡轮和无静叶对转压气机在工程上的应用却较少，尤其是无静叶对转压气机，究其原因，一方面在于对转叶轮机的部件设计与总体匹配方法难度较高，尚未形成统一认识；另一方面在于其气动性能在复杂飞行包线下具有较高的应用风险。

在无导叶对转涡轮方面，已取得的研究进展相对较大，并被应用于多种工程环境。在民用航空发动机方面，对转涡轮用于驱动对转涡扇[4]、对转涡桨[5]或对转桨扇[6-7]，可去掉发动机齿轮箱，减小发动机尺寸、质量，提高发动机推重比。在军用航空发动机方面，美国在E^3计划和综合高性能涡轮发动机技术计划（IHPTET计划）中均将对转涡轮列为关键技术[8]，其第五代发动机F119采用了1+1对转涡轮方案，而F120发动机甚至直接采用了无导叶对转气动布局方案，与GE成熟的F110系列相比，F120发动机零件数减少了40%。

在无静叶对转风扇/压气机方面，相关研究较少，实际工程应用多体现在低转速风扇中。1979年，Miller等[9]将对转叶轮机方案应用于多级压气机，试验测量结果显示无静叶对转气动方案在失速裕度方面需要改进。1985年，Sharma等[10]则指出，对转方案的前后排转速比对无静叶对转压气机失速裕度的影响较为明显。2000年，MIT的研究者针对一高负荷对转压气机开展了吸力面激波附面层干扰下的附面层抽吸试验研究[11-12]，试验结果显示，高负荷对转压气机在设计转速下实现了单级压比2.94，绝热效率89.0%的气动性能[13]。2013年，Knapke等[14]针对MIT的高负荷对转压气机开展了非定常数值计算研究，结果表明，采用附面层抽吸可以将对转压气机级效率提高4.2%。2015年，Vijayraj等[15]研究指出，采用掠叶片设计可以有效提高无静叶对转压气机的增压能力和失速裕度。2016年，Liu等[16]通过数值研究发现，进口周向总压畸变会降低跨声速对转压气机的压比、效率和失速裕度。2017年，Mao等[17]研究了叶尖间隙对无静叶对转压气机性能的影响，研究结果显示，增大前转子的叶尖间隙会增大其叶尖泄漏流量，导致后转子的叶尖区域攻角增大。2019年，Joshi等[18]通过数值研究发现，转速比通过改变前排转子尾迹与后排转子吸力面流动之间的相互作用强度来影响对转压气机气动特性。这些研究表明，无静叶对转风扇/压气机在逆压梯度下的流动组织更为困难，但在轴向长度和设计点效率方面具有一定优势。

国内学者围绕对转涡轮[19-24]开展了一系列卓有成效的研究。纵观国内外研究进展，无导叶对转涡轮利用气流周向预旋做功，有利于提高功重比，主要问题在于前后级负荷的选择，具有技术上的可行性。国内学者也围绕对转压气机[25-28]和对转风扇[29-32]开展了一些研究。然而，对于无静叶对转风扇/压气机而言，一般在低切线速度下有可行性，且通常为了匹配要进行桨距调节，类似对转螺旋桨中所做的。在高压比、高切线速度的情况下，由于对转，下游叶片的攻角变化率较大、攻角变化更加敏感，使本来攻角适用范围就较小的高速压气机叶型雪上加霜，性能很难令人满意。

鉴于此，本文利用小尺寸涡扇发动机风扇叶片根部周向速度较低的特点，尝试与高压压气机进行无静叶对转设计，探索了无静叶对转风扇/压气机的设计方法、技术特点及使用条件。

2 对转压气机方案设计基本分析

针对对转压气机方案设计进行基本分析，研究对转压气机基本参数的选择范围、设计工况点的选择方法、前排气流预旋分析及变工况性能分析。

定义两个相互对转叶片为一级，假设对转级为等中径设计，轴向速度不变。对转级的站位如图1所示，其对应的绝对坐标系下的速度三角形如图2所示，图中α，β分别代表相对于轴向的绝对气流角和相对气流角，且偏下为正；下标1，2分别代表前排叶片出口和后排叶片进口，转速u_1，u_2方向相反并定义为标量，λ为转速的绝对值之比u_1/u_2；ϕ为流量系数，$\phi=u_{1x}/u_1$。

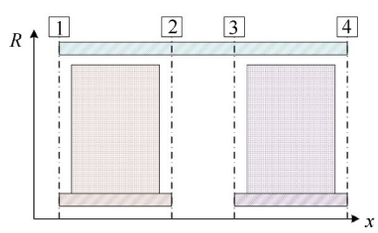


Fig. 1 Station of the counter-rotating compressor

2.1 对转压气机气动参数定义与关系

借鉴常规压气机负荷系数的定义方式，定义对转压气机级负荷系数如式（1）所示，式中下标θ表示周向分量。

$$\psi = [(v_{\theta 2} - v_{\theta 1})u_1 + (v_{\theta 3} - v_{\theta 4})u_2]/u_1^2 = (v_{\theta 2} - v_{\theta 1})/u_1 + \lambda(v_{\theta 3} - v_{\theta 4})/u_1 \tag{1}$$

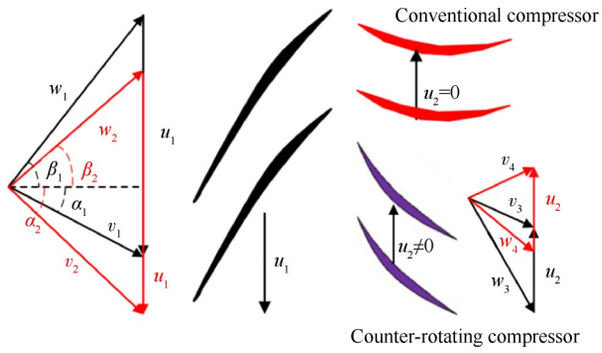


Fig. 2　Speed triangle of the counter-rotating compressor stage

考虑到 $v_{\theta3}=v_{\theta2}$，且假设该对转级为重复级，有

$$\psi = (1+\lambda)(v_{\theta2}-v_{\theta1})/u_1 = (1+\lambda)\phi(\tan\alpha_2-\tan\alpha_1) \tag{2}$$

由前排转叶进出口相对总焓相等，得到

$$h_1 + v_1^2/2 + u_1^2/2 - v_{\theta1}u_1 = h_2 + v_2^2/2 + u_1^2/2 - v_{\theta2}u_1$$

整理得

$$h_2 - h_1 = (v_{\theta2}-v_{\theta1})[u_1-(v_{\theta2}+v_{\theta1})/2] \tag{3}$$

同理，对于下排叶片可知

$$h_4 - h_3 = (v_{\theta2}-v_{\theta1})[u_2-(v_{\theta2}+v_{\theta1})/2] \tag{4}$$

定义对转压气机反力度如式(5)所示，即

$$R = (h_2-h_1)/(h_4-h_1) = (h_2-h_1)/(h_4-h_3+h_3-h_2+h_2-h_1) \tag{5}$$

此中，$h_3=h_2$，则对转压气机反力度可整理为

$$R = 1-(v_{\theta2}+v_{\theta1})\cdot(1+\lambda)/(2u_1) \tag{6}$$

联立式(2)、式(6)可得到以负荷系数、反力度和转速比表示的对转压气机各站位的所有气动参数如式(7)~(11)所示。

$$\begin{cases} v_{\theta1}/u_1 = 1-R(1+\lambda)-\psi/[2(1+\lambda)] \\ v_{\theta2}/u_1 = 1-R(1+\lambda)+\psi/[2(1+\lambda)] \end{cases} \tag{7}$$

$$\begin{cases} w_{\theta1}/u_1 = -R(1+\lambda)-\psi/[2(1+\lambda)] \\ w_{\theta2}/u_1 = -R(1+\lambda)+\psi/[2(1+\lambda)] \end{cases} \tag{8}$$

$$\begin{cases} \tan\alpha_1 = \tan\alpha_4 = \{1-R(1+\lambda)-\Psi/[2(1+\lambda)]\}/\phi \\ \tan\alpha_2 = \tan\alpha_3 = \{1-R(1+\lambda)+\Psi/[2(1+\lambda)]\}/\phi \end{cases} \tag{9}$$

$$\begin{cases} \tan\beta_1 = \{-R(1+\lambda)-\Psi/[2(1+\lambda)]\}/\phi \\ \tan\beta_2 = \{-R(1+\lambda)+\Psi/[2(1+\lambda)]\}/\phi \\ \tan\beta_3 = \{(1-R)(1+\lambda)+\Psi/[2(1+\lambda)]\}/\phi \\ \tan\beta_4 = \{(1-R)(1+\lambda)-\Psi/[2(1+\lambda)]\}/\phi \end{cases} \tag{10}$$

$$\begin{cases} w_2/w_1 = \sqrt{1+(\tan\beta_2)^2}/\sqrt{1+(\tan\beta_1)^2} \\ w_4/w_3 = \sqrt{1+(\tan\beta_4)^2}/\sqrt{1+(\tan\beta_3)^2} \end{cases} \tag{11}$$

2.2　对转压气机设计参数选择范围

对转压气机流量系数和负荷系数的选择需满足以下约束：

(1)下排叶片进口相对气流角小于 70°，避免喉道面积过小。

(2)叶片的负荷系数小于 1。

(3)由 De Haller 数小于 0.7 得到进出口相对速度比 w_2/w_1 应小于 0.7。

由此，可得到对转压气机在不同转速比和反力度情况下，流量系数和负荷系数的参数选择范围。以转速比为 1.2，反力度为 0.4 为例，得到流量系数和负荷系数的选择范围如图 3 所示。

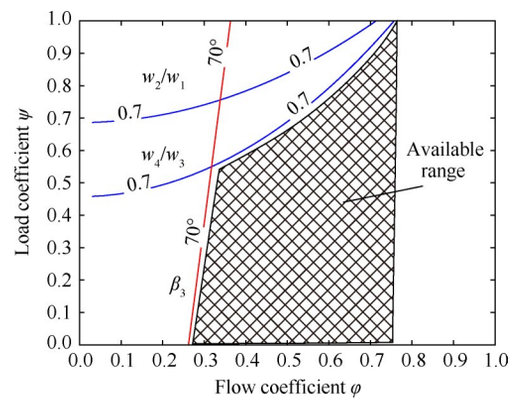


Fig. 3　Selection range of flow coefficient and load coefficient of counter-rotating compressor

2.3　对转压气机变工况性能分析

变工况分背压变化和转速变化两种，以下从这两个方面来分析对转压气机的变工况性能。

2.3.1　背压变化

首先考虑背压变化对对转压气机性能的影响，假设背压变化体现为前排出口速度 w_2 大小变化 Δw_2，而气流方向保持近似不变。这个问题表述为速度三角形，则为前排叶片出口相对速度变化时，后排对转叶片进气角将如何变化，如图 4 所示。则根据下面两式

$$\tan\alpha_2 = u_1/(w_2\cos\beta_2) - \tan\beta_2 \tag{12}$$

$$\tan\beta_3 = (u_1+u_2)/(w_2\cos\beta_2) - \tan\beta_2 \tag{13}$$

对式(12)，(13)求微分获得由于背压变化造成 α_2，β_3 相应变化量 $\Delta\alpha_2$，$\Delta\beta_3$ 为

$$(1+\tan^2\alpha_2)\Delta\alpha_2 = -u_1/(w_2^2\cos\beta_2)\Delta w_2 \tag{14}$$

$$(1+\tan^2\beta_3)\Delta\beta_3 = -(u_1+u_2)/(w_2^2\cos\beta_2)\Delta w_2 \tag{15}$$

结合式(14)，(15)得到下排静止叶片进气角变化量 $\Delta\alpha_2$ 与下排对转叶片进气角变化量 $\Delta\beta_3$ 的关系为

$$\Delta\alpha_2 = \frac{1}{1+\lambda}\left[1 + \left(\lambda/\phi\right)\sin\left(2\alpha_2\right) + \left(\lambda/\phi\right)^2\cos^2\alpha_2\right]\Delta\beta_3 \tag{16}$$

同时，采用对转的下排叶片进口相对速度与采用静叶的下排叶片进口速度之比如式(17)所示

$$w_3/v_2 = \sqrt{(1+\tan^2\beta_3)/(1+\tan^2\alpha_2)} \tag{17}$$

代入式(14)得

$$w_3/v_2 = \sqrt{1 + (\lambda/\phi)\sin(2\alpha_2) + (\lambda/\phi)^2\cos^2\alpha_2} \tag{18}$$

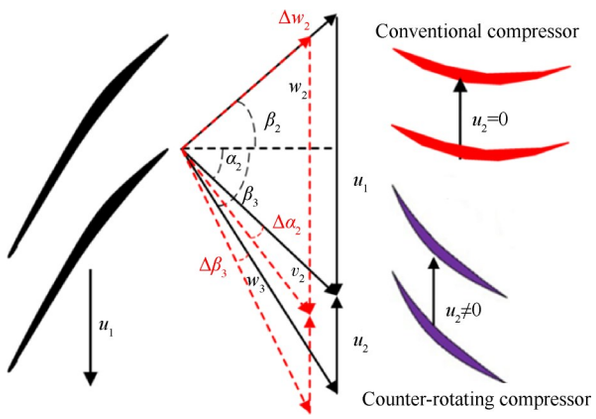


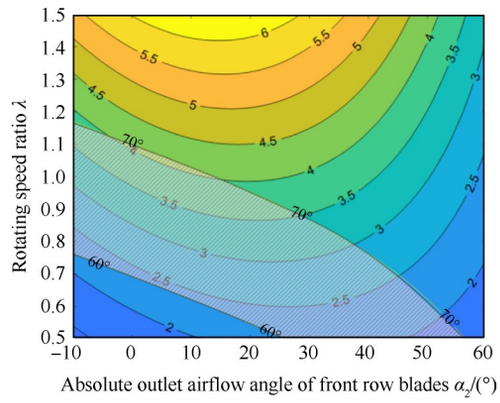
Fig. 4　Schematic diagram of the velocity triangle of counter-rotating stage under the condition of variable back pressure

由式(16)得流量系数 φ 为 0.4 和 0.6 时，$\Delta\alpha_2/\Delta\beta_3$ 在转速比 λ 和上排叶片绝对出口气流角 α_2 变化下的等值云图如图 5 所示。由式(18)得流量系数 ϕ 为 0.4 和 0.6 时，w_3/v_2 在转速比 λ 和上排叶片绝对出口气流角 α_2 变化下的等值云图如图 6 所示。图中边界限制为 β_3=60°和 70°的等值线，其值往往大于 60°且需小于 70°，以避免后排叶片的相对进口气流角过大，造成喉道面积过小。

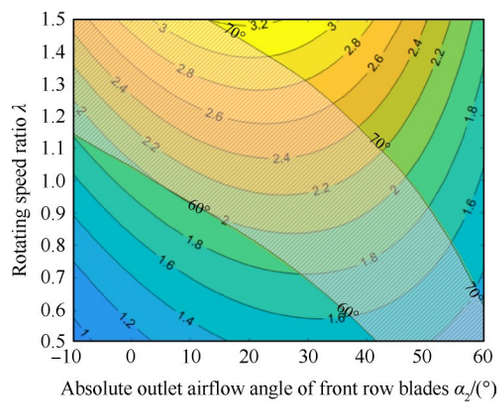
结合图 5 和图 6 可以看出，变背压工况下，对转压气机下排叶片相对进口气流角的变化范围仅为常规压气机级相对进口气流角的 25%~66%，下排叶片的相对进口气流角更不容易发生变化；然而，对转压气机下排叶片的进口速度却将增大 1.5~3 倍。由于叶片在高马赫数下攻角适用范围更小，因此，尽管对转叶轮机下排叶片的进口气流角在变背压工况下变化范围更小，但是由于进口速度大幅提高，其在变背压工况下的工况适应性相比于常规压气机级并不具有优势。

2.3.2　转速变化

变转速时，速度三角形中变化因素更多：除了前排叶片出口相对气流方向 β_2 保持近似不变(是叶片形状决定的)，其它参数都随动变化，如图 7 所示。从速度三角形来看，转速变化的影响可以表述为：随转速 u_1，u_2 和前排叶片出口相对速度 w_2 变化，$\Delta\alpha_2$ 和 $\Delta\beta_3$ 间具有怎样的关联变化。由此，对式(12)，(13)重新微分获得由于转速变化获得 α_2，β_3 相应变化量 $\Delta\alpha_2$，$\Delta\beta_3$ 为



(a) φ=0.4



(b) φ=0.6

Fig. 5　Contour of $\Delta\alpha_2/\Delta\beta_3$ at different rotating speed ratio and absolute outlet airflow angle of front row blades

$$\left(1+\tan^2\alpha_2\right)\Delta\alpha_2 = \left(w_2\Delta u_1 - u_1\Delta w_2\right)/\left(w_2^2\cos\beta_2\right) \tag{19}$$

$$\left(1+\tan^2\beta_3\right)\Delta\beta_3 = \left[w_2\left(\Delta u_1+\Delta u_2\right) - \left(u_1+u_2\right)\Delta w_2\right]/\left(w_2^2\cos\beta_2\right) \tag{20}$$

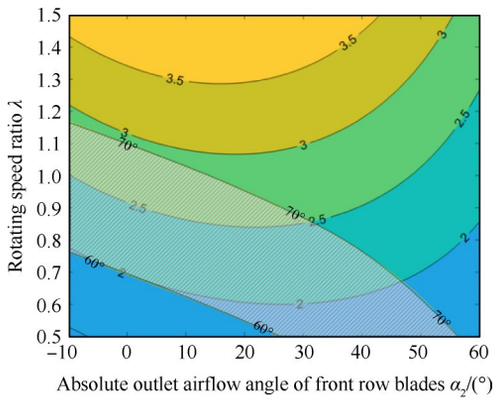
由上两式可以看出，当 $\Delta u_1/u_1 - \Delta w_2/w_2 = 0$，即 α_2 不变时

$$\left(1+\tan^2\beta_3\right)\Delta\beta_3 = \left(w_2\Delta u_2 - u_2\Delta w_2\right)/\left(w_2^2\cos\beta_2\right) \tag{21}$$

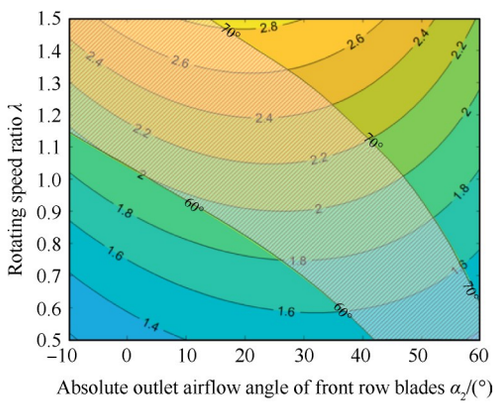
而当 $\Delta u_1/u_1 - \Delta w_2/w_2 \neq 0$，即 α_2 改变时，

$$\Delta\beta_3 = \frac{1+\lambda\Delta\ln(u_2/w_2)/\Delta\ln(u_1/w_2)}{1+(\lambda/\phi)\sin(2\alpha_2)+(\lambda/\phi)^2\cos^2\alpha_2}\Delta\alpha_2 \tag{22}$$

可见，无论哪种情况，$\Delta\beta_3$ 都强烈依赖 Δw_2 和 Δu_2，因而存在这样的局面，β_3 可能独立于 α_2 而随 Δw_2，Δu_2 较大幅度变化。那么，下游对转叶排运行工况会更加恶化，甚至失速，这是对转叶轮机变转速运行所不可避免的一大挑战。



(a) ϕ=0.4



(b) ϕ=0.6

Fig. 6　Contour of w_3/v_2 at different rotating speed ratio and absolute outlet airflow angle of front row blades

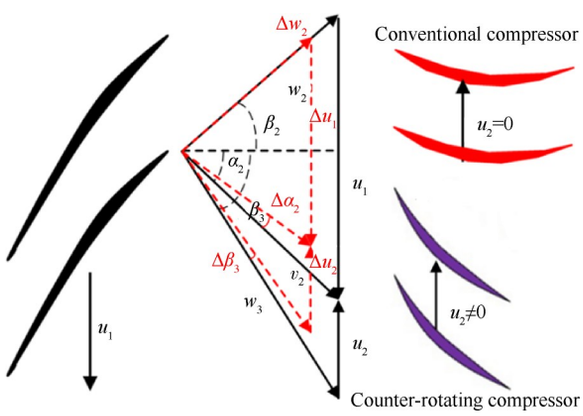


Fig. 7　Velocity triangle of counter-rotating stage in case of variable rotating speed

2.4　对转压气机裕度选择

设计工况点的选择影响对转压气机失速裕度，而某一工况点作为设计工况点的失速裕度可用Smith恢复系数，即进口总压变化对出口总压变化影响的大小来表示，如式(23)所示，当ω=1时，表示对转压气机级进口总压变化对出口总压完全没有影响。对于如图1所示的对转压气机级，Smith恢复系数可表达为式(24)。将式(11)~(18)代入式(24)，得到转速比为1.2，反力度为0.4，不同流量系数时，叶片在负荷系数为0，0.5，1时的Smith恢复系数，如图8所示，根据该图可指导选择设计点，保证对转压气机的失速裕度。

$$\omega = 1 - \frac{(\Delta p_t)_{out}}{(\Delta p_t)_{in}} \tag{23}$$

$$\omega = (\cos^2\alpha_1 \tan\alpha_1 - \cos^2\beta_2 \tan\beta_2)/\phi + (\cos^2\alpha_1 \cos^2\beta_2 \tan\alpha_1 \tan\beta_2)/\phi^2 \tag{24}$$

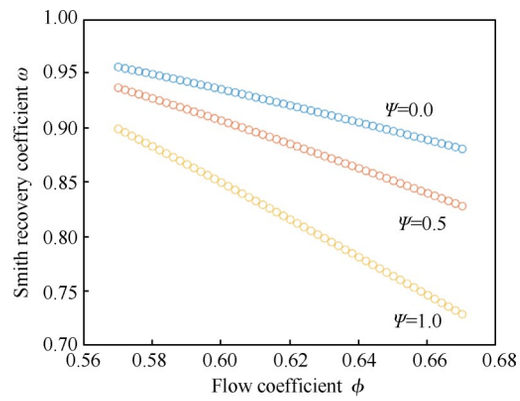


Fig. 8　Selection range of flow coefficient and load coefficient of counter-rotating compressor

3　无静叶对转风扇/压气机气动设计

基于第2节所构建的对转压气机上下叶排间参数关系，结合常规压气机一维设计程序，开发了对转压气机一维设计程序进行参数方案的筛选优化，并基于一维设计结果开展了无静叶对转风扇/压气机三维气动设计。

3.1　一维方案设计

一维方案设计基于压气机的总体性能要求，采用一维平均流线分析和经验数据，计算负荷的流向分配，并估算压气机性能(压比、效率、裕度等)进行迭代，确定流路子午形状及各叶排进出口速度三角形等。一维方案设计程序运行速度快，用于快速筛选压气机设计方案。

本文基于常规布局压气机一维设计程序开发了无静叶对转风扇/压气机一维方案设计程序。通过给定压气机设计类型(等内径、等中径、等外径设计)、质量流量、级数、压比、转速、反力度等参数，按照经验模型进行迭代设计，计算得到各级的一维流动参数(速度、气流角及静温等)、叶片金属角和效率等。

考虑到小尺寸涡扇发动机风扇叶片根部周向速度较低的特点，可能具有采用对转压气机方案的应用潜力。因此，使用该程序进行了无静叶对转风扇/压气机的探索设计。参考工程实际应用背景，按照等中径设计给定输入设计参数如表1所示，设计得到

无静叶对转风扇/压气机效率为91%，子午流路按一维设计结果依据工程条件修改如图9所示，图中“FR”表示风扇转子，“R1”和“R2”分别表示对转压气机的两级转子，“S1”和“S2”分别表示对转压气机的两级静子。各排转叶进出口速度三角形如图10所示。

Table 1　Value of one-dimensional scheme design parameters

Parameter	Value
Mass flow m/(kg/s)	6
Stage number n	2
Pressure ratio π	3
Fan rotating speed u_1/(r/min)	25 500
Compressor rotating speed u_2/(r/min)	33 000
Reaction R	0.156

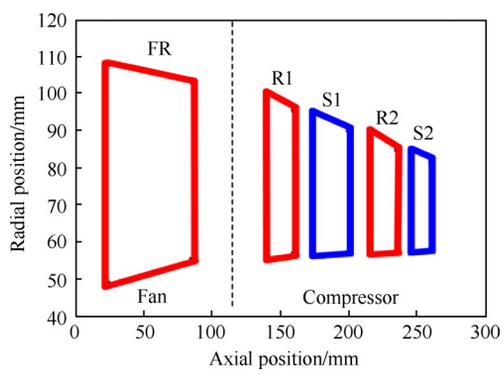


Fig. 9　One-dimensional scheme design of meridian flow path of counter-rotating fan/compressor without stators

3.2　三维气动设计

基于一维设计结果，开展了无静叶对转风扇/压气机三维造型设计，设计方案分为内外两个涵道，三维几何如图11所示，子午流路示意图如图12所示，相应的计算网格如图13所示，总网格量为500万，以保证y^+计算结果小于1，转叶叶尖间隙为展高的2%。三维CFD计算通过给定进口总压101 325 Pa，总温288.15 K，轴向进气；外涵出口给定背压150 kPa，内涵出口给定不同背压计算特性线。

保持第二外涵道的背压不变，经多轮造型与CFD计算迭代，得到无静叶对转风扇/压气机三维设计结果的流量-效率及流量-压比特性曲线如图14所示，外涵流量为12.9 kg/s，内涵堵塞流量为5.5 kg/s，峰值效率为85.7%，近失速点压比为3.24，所选设计点效率为85.1%，压比为3.16。定义失速裕度如式(25)所示，计算得到无静叶对转风扇/压气机的失速裕度为4.5%，较常规布局设计而言，失速裕度略低，这一点在第2节对转压气机方案分析中也进行了分析，原因

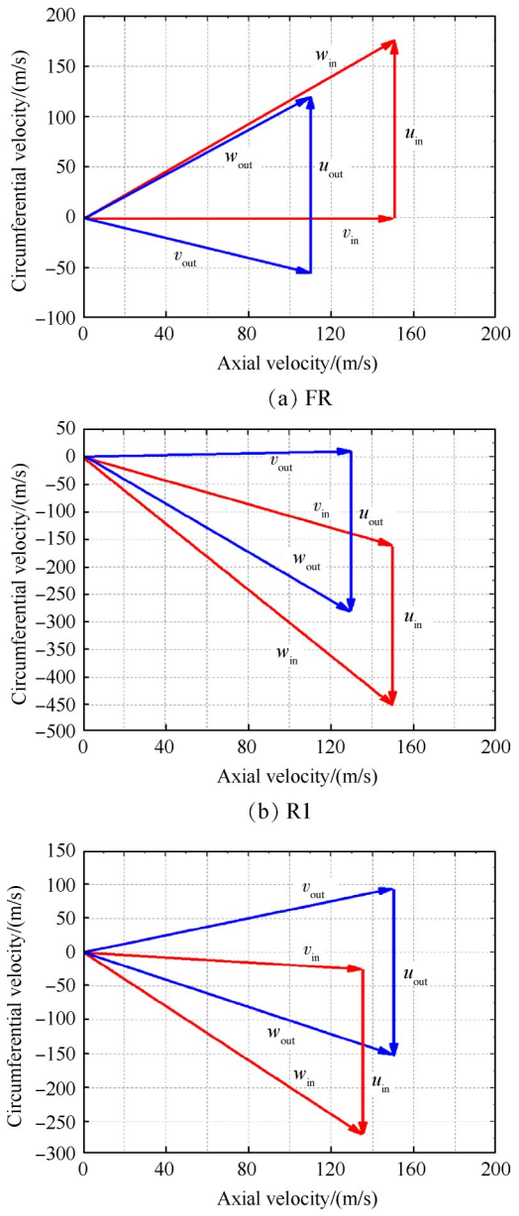
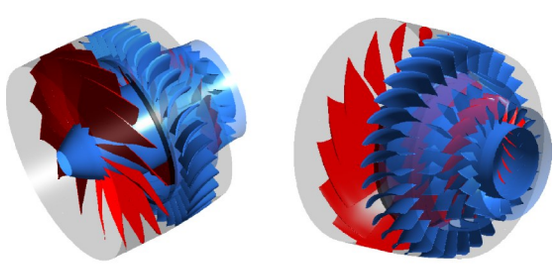


Fig. 10　Speed triangle of the blade rows of counter-rotating fan/compressor without stators



(a) Bypass　　(b) Down the bypass

Fig. 11　Three-dimensional geometry of vaneless counter-rotating fan/compressor

在于采用了无静叶对转设计，下排叶片的进口速度相比于常规设计在变背压情况下往往会增大1.5~3

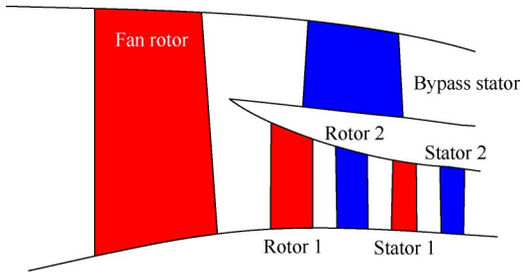


Fig. 12　Vaneless counter-rotating fan/compressor meridian flow path

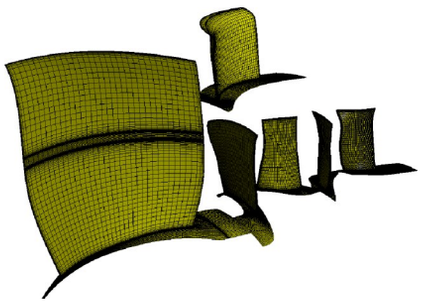
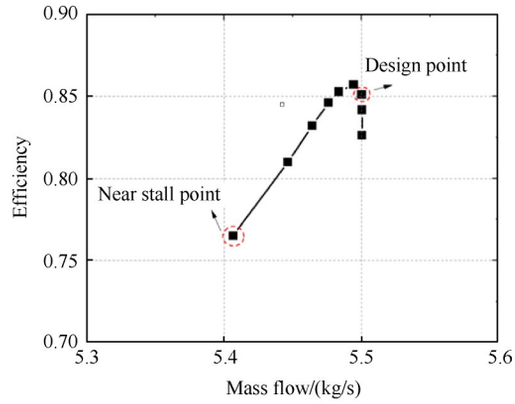


Fig. 13　Vaneless counter-rotating fan/compressor grid

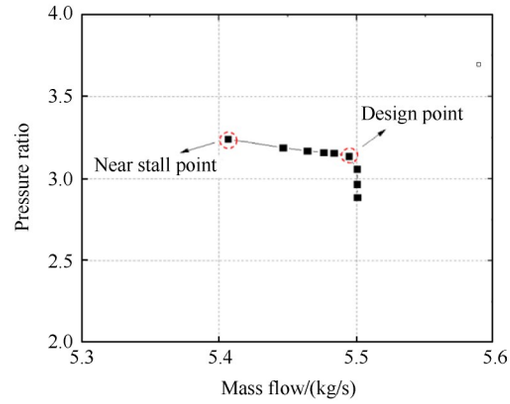
倍，造成进口速度大幅提高，导致变背压工况下的工况适应性较差。

$$\beta_{SM} = \left(\frac{\pi^*_{NS}/m_{NS}}{\pi^*_{DP}/m_{DP}} - 1 \right) \times 100\% \tag{25}$$

图 15 展示了各叶排进出口金属角及相对气流角的展向分布曲线，从图中可以看出，设计工况下进口金属角与相对进口气流角基本保持一致，而由于落后角的存在，相对出口气流角与出口金属角存在一定差别。

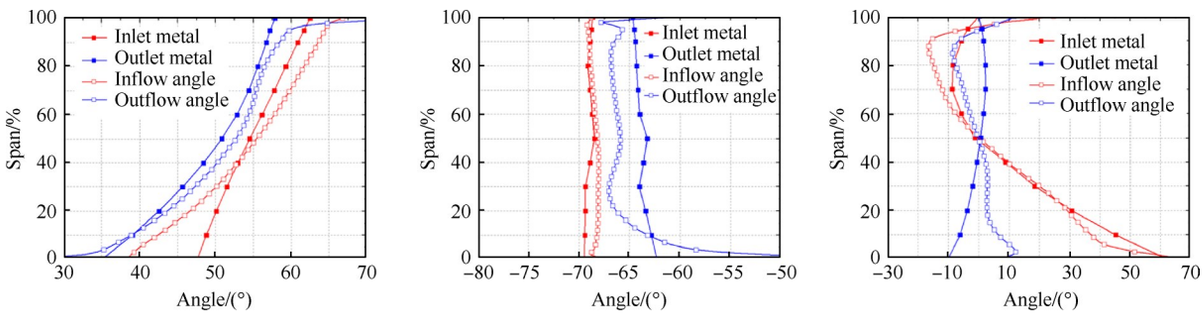


(a)

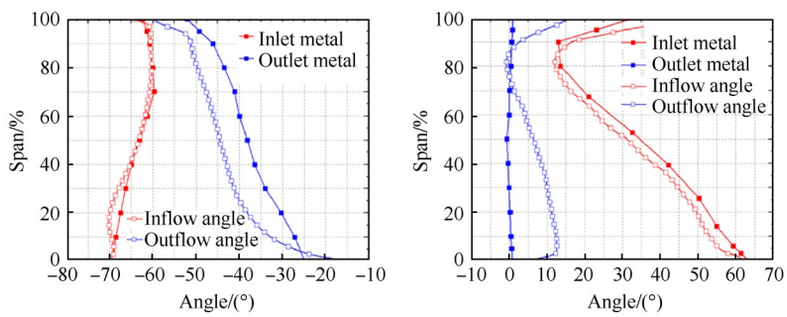


(b)

Fig. 14　Performance of vaneless counter-rotating fan/compressor



(a) FR　(b) R1　(c) S1



(d) R2　(e) S2

Fig. 15　Spanwise distribution of metal and flow angle of each blade rows

4　气动设计结果分析

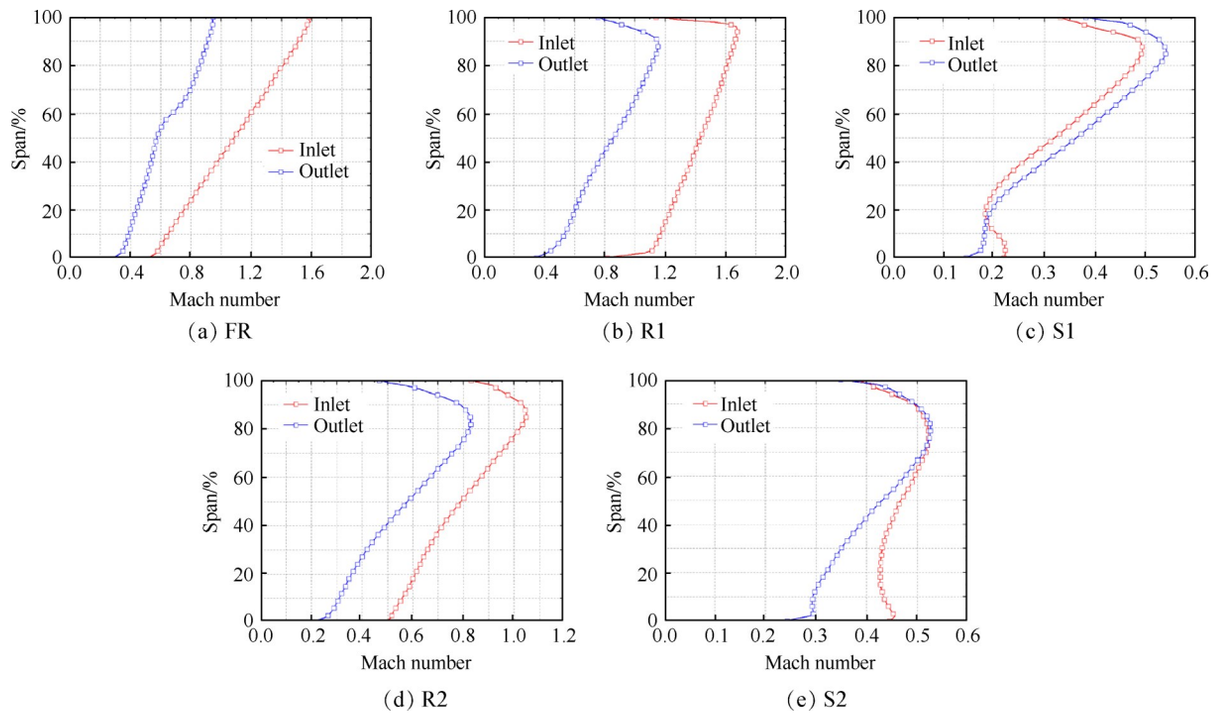
针对第 3 节设计得到的无静叶对转风扇/压气机三维气动设计方案，分析其设计工况性能与变转速特性。

4.1　设计工况气动性能分析

无静叶对转风扇/压气机设计工况各级压比及效率如表 2 所示，压气机第 1 级效率较低，为与风扇进行无静叶对转的压气机级。压气机第 1 级转叶由于前排风扇叶片气流预旋的存在，造成其相对进口气流角较大，导致内涵流量较难提高。同时，无静叶对转风扇/压气机各排叶片的进出口相对马赫数展向分布及不同展高截面的相对马赫数云图分别如图 16，17 所

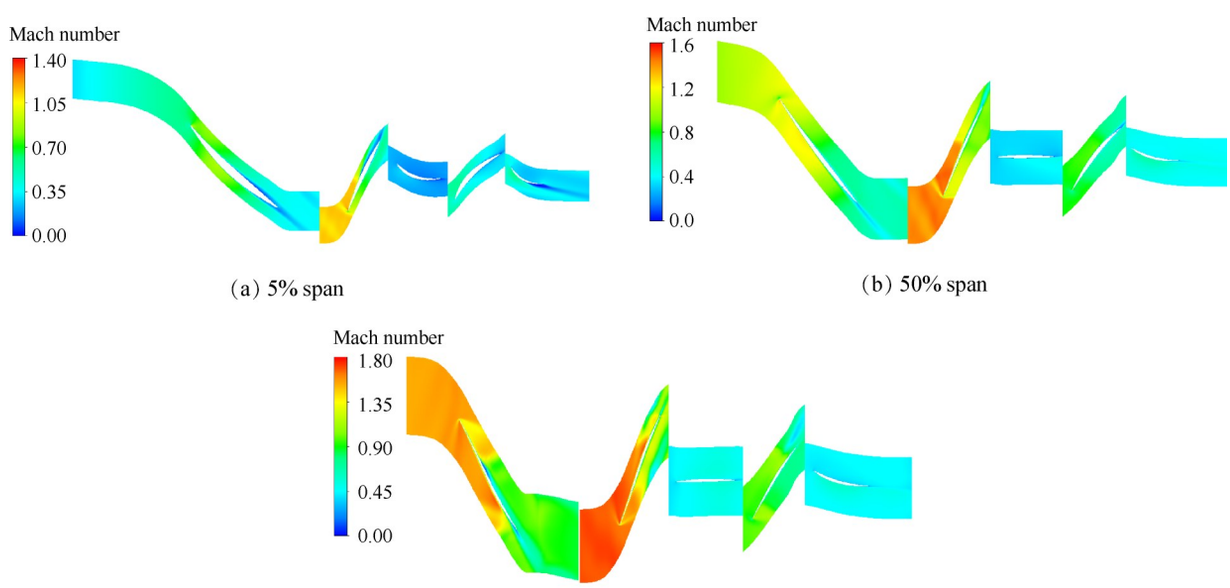
Table 2　Aerodynamic performance of the vaneless counter-rotating fan/compressor

Parameter	Fan	Comp. Ⅰ	Comp. Ⅱ
π	1.45	1.57	1.39
η	0.882 9	0.798 9	0.901 5



(a) FR　(b) R1　(c) S1　(d) R2　(e) S2

Fig. 16　Spanwise distribution of Mach number of each blade rows



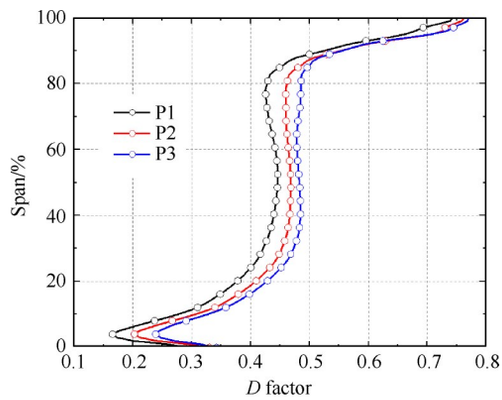
(a) 5% span　(b) 50% span　(c) 95% span

Fig. 17　Mach number contour of vaneless counter-rotating fan/compressor at different spanwise locations

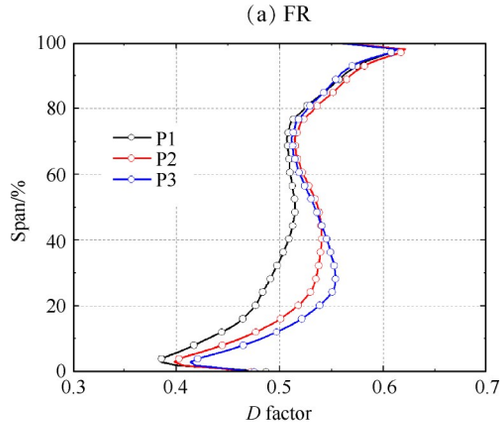
示。从图中可以看出，压气机第 1 级转叶的相对进口马赫数较高，从根部的 1.1 增大到尖部的 1.7，全通道存在较强的激波。因此，该级压气机的效率较低，只有不到 80%。

可以发现，无静叶对转风扇/压气机即使在小尺寸设计案例中仍然存在设计工况一级对转转叶相对进口气流角较大、进口马赫数全展高范围内较高的特点，制约了其气动效率的提升潜力。

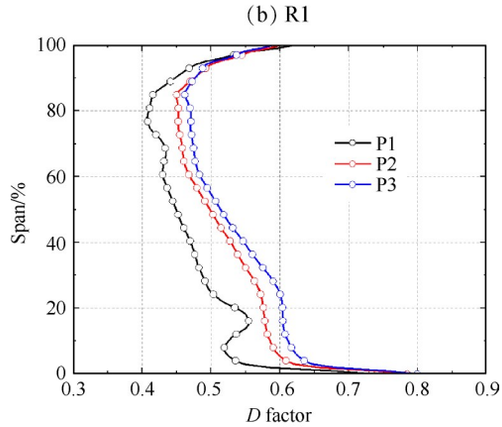
对转两级转叶在设计点 P1，峰值效率点 P2 和近失速点 P3 的 D 因子沿展向分布如图 18 所示，从图中可以看出，设计点的 D 因子水平较高，也是设计转速下风扇裕度较低的原因。



(a) FR



(b) R1

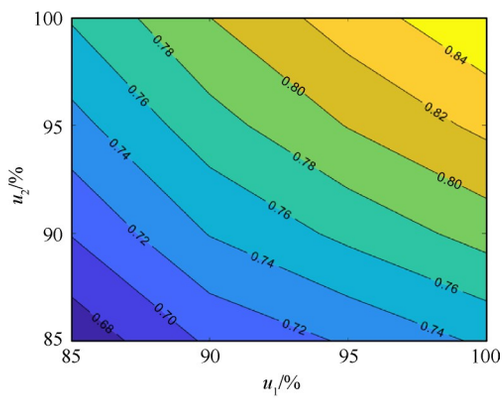


(c) S1

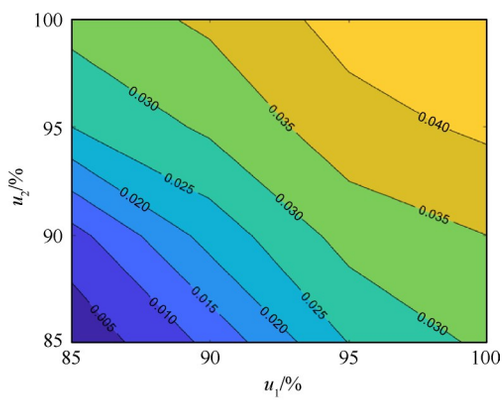
Fig. 18　Spanwise distribution of the *D* factor

4.2　变转速特性分析

正如对转压气机方案设计基本分析研究表明，保证无静叶对转风扇/压气机的变转速性能存在较大的技术挑战。在不改变叶片几何的前提下，设定风扇和压气机转速分别在 85%~100% 内变化，计算无静叶对转风扇/压气机的气动特性，得到不同转速匹配情况下的峰值效率及失速裕度变化云图如图 19 所示。从图中可以看出，风扇/压气机的转速变化对无静叶对转风扇/压气机气动性能影响较大。如果不改变叶片几何，不同转速的匹配可以较大范围地改变无静叶对转风扇/压气机设计的关键参数转速比 λ，造成前后排匹配方式发生较大变化，而对转压气机的第一级转叶进口马赫数在全展高范围内较高，这就造成了无静叶对转风扇/压气机峰值效率及失速裕度迅速恶化，所能使用的转速变化范围较小。因此，要么听任下排叶片工况恶化，要么就必须采取措施应对变转速工况下的匹配变化。要应对这个挑战，目前来看只有随着转速变化调节叶片安装角。事实上，迄今为止，世界范围内所开发的对转风扇几乎都采用了可调叶片方式，这是对转叶轮机应对变转速的根本解决方法。



(a) Peak efficiency



(b) Surge margin

Fig. 19　Vaneless counter-rotating fan/compressor at different rotating speed

5 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1)研究表明,变背压工况下,对转压气机的下排叶片相对进口气流角的变化范围仅为常规转叶+静叶相对进口气流角的25%~66%;而其下排叶片的进口速度却将增大1.5~3倍,降低了其变背压工况下的工况适应性;变转速工况下,$\Delta\beta_3$和$\Delta\alpha_2$之间不存在一一对应关系,前后排叶片的匹配必须依靠可调叶片技术。

(2)通过CFD设计得到了小尺寸无静叶对转风扇/压气机三维气动方案,设计工况气动分析表明,无静叶对转风扇/压气机即使在小尺寸设计案例中仍然存在一级对转转叶相对进口气流角较大、进口马赫数全展高范围内较高的特点,制约了其气动效率的提升潜力;变转速性能分析表明,如果不改变叶片几何,不同转速的匹配可以较大范围地改变无静叶对转风扇/压气机设计的关键参数转速比λ,造成前后排匹配方式发生较大变化,从而导致峰值效率及失速裕度恶化,所能使用的转速变化范围较小。

后续将进一步扩展无静叶对转气动布局方案的参数研究范围,更为全面地探索掌握无静叶对转气动布局设计参数与性能之间的关联关系。

致 谢:感谢国家科技重大专项和国防基础性军工科研院所稳定支持专项的资助。

参考文献

[1] HOOKER S. Not much of an engineer, an autobiography [M]. UK: The Crowood Press Ltd, 1991.

[2] CAI R, WU W, FANG G. Basic analysis of counter-rotating turbines[R]. 90-GT-108 ASME, 1990.

[3] WINTUCKY W T, STEWART W L. Analysis of two-stage counterrotating turbine efficiencies in terms of work and speed requirements[R]. Washington: National Advisory Committee for Aeronautics, 1958.

[4] ALEXIOU A, ROUMELIOTIS I, ARETAKIS N, et al. Modelling contra-rotating turbomachinery components for engine performance simulations: the geared turbofan with contra-rotating core case[R]. ASME GT 2012-69433.

[5] SCHIMMING P. Counter rotating fans-an aircraft propulsion for the future [J]. Journal of Thermal Science, 2003, 12(2): 97-103.

[6] BELLOCQ P, GARMENDIA I, LEGRAND J, et al. Preliminary design and performance of counter rotating turbines for open rotors: Part Ⅰ—1-D methodology [R]. ASME GT 2016-57918.

[7] BELLOCQ P, GARMENDIA I, LEGRAND J, et al. Preliminary design and performance of counter rotating turbines for open rotors—Part Ⅱ: 0-D methodology and case study for a 160 PAX aircraft[R]. ASME GT 2016-57921.

[8] MACIOCE L E, SCHAEFER J W, SAUNDERS N T. The energy efficient engine project [R]. NASA-TM-81566, 1980.

[9] MILLER D A J, CHAPPEL M S. The co-turbo shaft: a novel gas turbine power plant for heavy equipment [C]. San Diego: ASME 1979 International Gas Turbine Conference and Exhibit and Solar Energy Conference, 1979.

[10] SHARMA P B, JAIN Y P, JHA N K, et al. Stalling behaviour of a contra-rotating stage[C]. USA: 7th International Symposium on Air Breathing Engines, 1985.

[11] KIRCHNER J. Aerodynamic design of an aspirated counter-rotating compressor[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2002.

[12] MERCHANT A, EPSTEIN A H, KERREBROCK J L. Compressors with aspirated flow control and counter-rotation [C]. Oregon: 2nd AIAA Flow Control Conference, 2004.

[13] KERREBROCK J L, EPSTEIN A H, MERCHANT A, et al. Design and test of an aspirated counter-rotating fan [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130 (2): 021004.

[14] KNAPKE R D, TURNER M G. Unsteady simulations of a counter-rotating aspirated compressor[C]. New York: ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, 2013.

[15] VIJAYRAJ K, GOVARDHAN M. Aerodynamics of contra-rotating fans with swept blades [C]. Hyderabad: ASME 2015 Gas Turbine India Conference, 2015.

[16] LIU H R, WANG Y G, XIAN S C, et al. Effect of inlet distortion on the performance of axial transonic contra-rotating compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2016, 232: 42-54.

[17] MAO X C, LIU B, ZHAO H. Effects of tip clearance size on the unsteady flow behaviors and performance in a counter-rotating axial flow compressor [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2017, 233: 1059-1070.

[18] JOSHI N, PAYYAPPALLI M M, PRASDEEP A M. Performance evaluation of contra-rotating fans operating under different speed combinations [C]. Tamil Nadu:

ASME 2019 Gas Turbine India Conference, 2019.

[19] 蔡睿贤. 对转涡轮基本分析[J]. 航空学报, 1992, 13(1): 57-63.

[20] 季路成, 黄海波, 徐建中, 等. 1+1/2对转涡轮应用中的关键技术问题[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(1): 35-38.

[21] 季路成, 肖　翔, 陈　江. 1+1/2对转涡轮设计及控制方法探索[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(3): 405-407.

[22] 吴中野, 方祥军, 刘思永, 等. 1+1/2级超跨声对转涡轮气动性能试验及分析[J]. 航空学报, 2018, 39(9): 67-76.

[23] 卢　蕊, 乔渭阳. 1+1/2对转涡轮的气动设计与分析[J]. 机械设计与制造, 2006(8): 17-19.

[24] 季路成. 对转叶轮机技术挑战分析[J]. 推进技术, 2007, 28(1): 40-44. (JI L C. Analysis of technical challenges to impeller machines[J]. Journal of Propulsion Technology, 2007, 28(1): 40-44.)

[25] 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, 24(1): 97-101.

[26] 刘　波, 陈云永, 项效镕, 等. 对转压气机数值模拟及实验研究[J]. 推进技术, 2008, 29(4): 454-457. (LIU B, CHEN Y Y, XIANG X R, et al. Experimental and numerical investigation of dual stage counter-rotating compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(4): 454-457.)

[27] 刘　波, 杨　艳, 王掩刚, 等. 设计压比和转速变化对对转压气机性能的影响研究[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(4): 576-580.

[28] 赵庆军, 周小勇, 赵　巍, 等. 对转压气机内部流动机理及设计方法研究[J]. 中国科学: 技术科学, 2020, 50(10): 1359-1375.

[29] 张恒铭, 黄秀全, 张　翔, 等. 两级对转风扇非定常特性分析[J]. 推进技术, 2016, 37(2): 209-217. (ZHANG H M, HUANG X Q, ZHANG X, et al. Unsteady characteristic analysis of a two-stage counter-rotating fans[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(2): 209-217.)

[30] 杨　琳, 陈　雷, 孙　海, 等. 对转风扇设计技术研究[J]. 航空学报, 2014, 35(5): 1226-1235.

[31] 杨小贺, 单　鹏. 两类对转风扇的设计与气动特征数值研究[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2313-2322.

[32] 蔡睿贤. 轴流对转风扇典型基元级基本分析[J]. 流体机械, 1994(12): 11-15.

(编辑:朱立影)

Small size vaneless counter-rotating fan/compressor aerodynamic design and performance analysis of variable condition property

ZHANG Tao[1,2], LI Jiabin[3], SHEN Yuxin[3], CHEN Baoyan[1], JI Lucheng[3]

(1. Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074, China;
2. School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
3. Institute for Aero Engine, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The vaneless counter-rotating fan/compressor can effectively reduce the axial length and gyro torque of the engine. However, the absence of the stators can lead to a frequently changing attack angle at the downstream, which deteriorates the variable condition performance. Moreover, this characteristic deteriorates with the increase of the tangential velocity of the blade tip. In this paper, taking advantage of the low circumferential speed at the root of the fan blade of the small-sized turbofan engine, the fan and compressor were designed as a counter-rotation scheme without a stator. Firstly, the performance of the vaneless counter-rotating fan/compressor are analyzed through the speed triangle. Then, a one-dimensional design program for the vaneless counter-rotating fan/compressor is developed to optimize the design parameters. Finally, a small size vaneless counter-rotating fan/compressor is designed with its design point efficiency of 85.1% and pressure ratio of 3.16. Results show that the relative inlet flow angle towards the downstream rotors varies less than that in conventional compressors with rotors and stators while the flow velocity incoming those vaneless counter-rotating rotors would increase by 1.5 to 3 times compared to conventional ones. Thus, the hub ratio and speed ratio of a counter-rotating fan/compressor should be set for guarantee of its design point efficiency and stall margin under variable speed conditions. Moreover, reduction in speed ratio could benefit counter-rotating fan/compressor's design point efficiency and stall margin, the speed ratio was set as a compromise solution under restrictions of engine overall design.

Key words: Turbofan engine; Vaneless counter-rotating; Fan/compressor; Aerodynamic design; Variable condition property

Received: 2023-01-09; **Revised**: 2023-09-18.

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2301011

Foundation item: National Science and Technology Major Project of China (J2019-Ⅱ-0003-0023).

Corresponding author: JI Lucheng, E-mail: jilucheng@mail.tsinghua.edu.cn