

轴流压气机缩尺模化比例与性能关联研究

赵午安¹, 陈江¹, 任兰学², 邹积国²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:通过数值模拟对Stage35和某3.5级轴流压气机进行了缩尺模化,在保证相对叶尖间隙相同条件下研究不同缩尺比例的雷诺数效应,并通过3个典型雷诺数修正公式,对各缩尺条件下的单级和多级压气机性能进行预测。结果表明:随着缩尺比例减小,压气机特性线向左下方移动,在小缩尺比例下性能恶化程度增加。对于峰值效率和其对应的相对流量,Stage35在0.5缩尺比下较原型分别下降了0.95%和0.34%,在0.1缩尺比下分别下降5.75%和2.32%;3.5级轴流压气机在0.5缩尺比下较原型分别下降0.79%和0.22%,在0.1缩尺比下分别下降3.2%和1.2%。Dietmann&Casey修正公式对轴流压气机性能预测的精确度较高且适用性强,对于单级和多级均有良好的修正效果,当缩尺比例大于0.2时,相对修正误差均小于1%。

关键词:轴流压气机;缩尺模化;相似原理;雷诺数修正

中图分类号:TK474.8⁺1

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.09.004

[引用本文格式]赵午安,陈江,任兰学,等.轴流压气机缩尺模化比例与性能关联研究[J].热能动力工程,2021,36(9):25-32. ZHAO Wu-an, CHEN Jiang, REN Lan-xue, et al. Study on the correlation between scale modeling proportion and performance of axial compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(9): 25-32.

Study on the Correlation Between Scale Modeling Proportion and Performance of Axial Compressor

ZHAO Wu-an¹, CHEN Jiang¹, REN Lan-xue², ZOU Ji-guo²

(1. College of Energy and Power Machinery Engineering, Beihang University, Beijing, China, Post Code: 100089;

2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Scale modeling study was carried out on Stage35 and a 3.5stage axial compressor by numerical simulation. The Reynolds number effects of different scale proportions were studied under the same condition of ensuring the relative blade tip clearance, and three typical Reynolds number correction formulas were adopted to predict the performance of single-stage and multi-stage compressors under various scale conditions. The results show that with the reduction of the scale ratio, the compressor characteristic line moves to the lower left. With a small scale ratio, the degree of performance deterioration increases. For the peak efficiency and its corresponding relative flow rate, the Stage35 decreased by 0.95% and 0.34% respectively compared to the prototype at a scale ratio of 0.5, and by 5.75% and 2.32% respectively at a scale ratio of 0.1. The 3.5-stage axial compressor is reduced by 0.79% and 0.22% respectively compared with the prototype at a scale ratio of 0.5, and by 3.2% and 1.2% respectively at a scale ratio of 0.1. The Dietmann&Casey correction formula has high accuracy and strong applicability for the performance prediction of axial flow compressor. It has a good correction effect for both single-stage and multi-stage. When the scale ratio is greater than 0.2, the relative correction errors are less than 1%.

收稿日期:2021-03-25; 修订日期:2021-04-19

基金项目:国家科技重大专项(2017-II-0006-0019)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project (2017-II-0006-0019)

作者简介:赵午安(1996-),男,山西忻州人,北京航空航天大学硕士研究生。

Key words: Axial compressor; scale modelling; similarity principle; Reynolds number correction

引 言

试验验证是压气机研发必不可少的环节。但是由于多级轴流压气机研制难度大、周期长、成本高,尤其大型燃气轮机轴流压气机还存在流量大、耗能高等问题,直接进行压气机原型试验存在困难。通过相似原理对原型机进行缩尺模化试验研究是有效的解决方法^[1]。

相似原理是进行模化设计的理论基础,其有效性已经得到了充分验证^[2]。如两台压气机符合完全相似条件,其性能也完全相同。但是在缩尺模化过程中,完全相似条件难以满足,原因主要集中在几何和气动参数两方面:几何参数方面,受到加工条件限制,叶尖间隙、叶片厚度和叶片前、尾缘半径等几何参数在缩尺模化过程中不可能完全相似;气动参数方面,马赫数准则和雷诺数准则不能同时满足。两者导致缩尺模型与原型性能之间存在差异^[3]。Takuya Ikeguchi 等人^[4]对 14 级压气机进行了缩尺模型试验,在 0.63 缩尺比例下设计点效率下降 1%,压比下降 8%。

考虑到完全相似条件难以实现,在其基础上弱化雷诺数准则部分相似条件得以提出。Wassell 研究表明^[5],存在一个临界雷诺数,当参考雷诺数大于该值时,雷诺数差异对性能影响很小。M Choi 等人^[6]对单级转子进行雷诺数效应分析,发现当进口雷诺数大于 250 000 时,压气机的总压损失较小,当小于该值时总压损失迅速增加。Casey 等人^[7]对大量试验数据进行总结分析得出雷诺数修正公式。Markus Diehl 等人^[8-9]对已公布的雷诺数修正公式进行了总结,并验证了其在离心压气机中的适用性与精确度。张晨凯等人^[10]对某跨声速压气机转子进行了缩尺研究,Tae-Gon Kim 等人^[11]以单级压气机为例进行了雷诺数效应研究和总结,但均未对雷诺数修正公式进行验证。

本文采用数值模拟的方法,以单级和多级轴流压气机为研究对象,定量研究了缩尺模化比例与性能之间的关联关系。同时,分别以原型机为参考基准,对保持相同相对间隙的各缩型轴流压气机性能

进行性能预测,验证雷诺数修正公式在轴流压气机中的精确度。

1 相似准则和雷诺数效应

1.1 轴流压气机相似准则推导

目前,相似准则的标定方法主要有两种,即完全相似和部分相似^[4]。表 1 列出了在叶轮机械内部实际流动中,保证模化模型和原型流动相似需涉及的特征参数。

表 1 轴流压气机模化详细性能参数
Tab.1 Detailed performance parameters of axial compressor modeling

参数类型	名称 符号
机械特征	特征长度 D
	转速 n
物性特征参数	比热比 k
	粘性系数 μ
性能特征参数	流量系数 ϕ
	压比 π
	效率 η
气动特征参数	进口总压 p_1^*
	进口总温 T_1^*
	出口总压 p_2^*
	出口总温 T_2^*
	质量流量 G_m

假设在模化过程中采用相同工质,且物性参数不随温度变化。根据量纲分析法,选取 p_1^*, T_1^*, D, n, μ 为基本量纲,根据 π 定理可以得出相似准则^[12]:

$$\pi_1 = \frac{G_m \sqrt{T_1^*}}{p_1^* D^2} \tag{1}$$

$$\pi_2 = \frac{nD}{\sqrt{T_1^*}} \tag{2}$$

$$\pi_3 = \frac{p_1^* D}{\mu \sqrt{T_1^*}} \tag{3}$$

对 3 个相似准则进一步变形可得:

$$\pi_1^* = Ma_{in} \tag{4}$$

$$\pi_2^* = Ma_u \tag{5}$$

$$\pi_3^* = Re \quad (6)$$

在压气机缩尺模化过程中除了需要保证几何相似,还需要保证进口马赫数相似、切向马赫数和雷诺数相似。在部分相似条件中,雷诺数相似准则被弱化。

1.2 缩尺模化比例确定

若已知原型机和模化机的进口总压、进口总温、特征长度、转速和质量流量分别为 p_1^*/p_2^* , T_1^*/T_2^* , D_1/D_2 , n_1/n_2 和 G_{m1}/G_{m2} , 则根据马赫数相似准则可得:

$$\frac{G_{m1} \sqrt{T_1^*}}{p_1^* D_1^2} = \pi_1 = \frac{G_{m2} \sqrt{T_2^*}}{p_2^* D_2^2} \quad (7)$$

$$\frac{n_1 D_1}{\sqrt{T_1^*}} = \pi_2 = \frac{n_2 D_2}{\sqrt{T_2^*}} \quad (8)$$

当 $p_1^* = p_2^*$, $T_1^* = T_2^*$ 时,可得:

$$\frac{G_{m1}}{G_{m2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (9)$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (10)$$

由式(9)和式(10)计算不同缩尺比例下的设计参数,然后对原型机和模化机进行雷诺数准则验证。

1.3 雷诺数效应与修正公式

雷诺数表征流体粘性影响,在缩尺模化过程中,尺寸变化会引起雷诺数变化。图1显示了雷诺数对效率的影响^[7]。图中 $Re_{u,cr}$ 为临界雷诺数, $Re_{l,cr}$ 为下临界雷诺数, Ra/c 为相对粗糙度,箭头方向表示相对粗糙度增大。通常认为,上临界雷诺数为 3 000 000^[3], 相对粗糙度对效率影响暂不考虑。

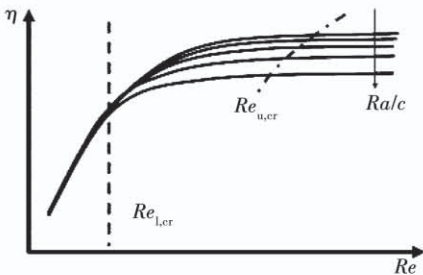


图1 效率与雷诺数和相对粗糙度的关系

Fig. 1 The relationship between efficiency and Reynolds number with relative roughness

究,且其准确性也得到了验证。主要有3个典型修正公式。

最早的修正经验模型由 Moody^[13] 提出,其将离心压气机的损失均归结于雷诺数的影响。选取离心压气机出口直径为特征长度,出口速度为特征速度,在保证运动粘度和叶尖速度相同的情况下,其表达式为:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_{ref}} = \left(\frac{Re_{2,ref}}{Re_2} \right)^{0.25} = \left(\frac{D_{2,ref}}{D_2} \right)^{0.25} \quad (11)$$

Pfliederder^[14] 和 Petermann 在式(11)的基础上,将损失分为雷诺数相关及雷诺数无关损失,通过参数 b 确定各自比重。选取离心压气机出口直径为特征长度,以叶尖速度为特征速度计算雷诺数,其表达式为:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_{ref}} = (1 - b) + b \left(\frac{Re_{ref}}{Re} \right)^n \quad (12)$$

式中: b 和 n —经验参数, b 的建议取值范围为 0.5 ~ 0.7, n 的建议取值范围为 0.14 ~ 0.25。

最新的修正公式由 Dietmann^[15] 在 Casey 的基础上提出。Casey 对 30 余台压气机(包括离心压气机和轴流压气机)的试验结果进行分析,同样,根据损失是否与雷诺数有关分为两个部分,并将雷诺数相关损失用平板摩擦等效,而不是 Moody 所认为的管道摩擦,并以动叶叶片弦长作为特征长度,以转子通道内的相对速度作为特征速度来计算雷诺数。经过 Dietmann 的进一步分析,得到最终的修正公式:

$$\Delta \eta = - \frac{B_{ref}}{f_{ref}} \Delta f \quad (13)$$

$$B_{ref} = 0.05 + \frac{0.002}{\phi_{ref} + 0.0025} \quad (14)$$

式中: f —摩擦系数; ϕ —流量系数。

2 计算模型

2.1 研究对象

选取 2 台轴流压气机作为研究对象,其一为 NASA 单级轴流压气机 Stage35,其二为某型 3.5 级轴流压气机。

根据模化比例推导,对 2 台压气机均选取 6 个尺寸进行研究,分别定义为 1.0scaling(原型), 0.7 scaling, 0.5scaling, 0.3scaling, 0.2scaling, 0.1 scaling。

离心压气机的修正经验模型已经得到广泛的研

ing,在缩尺过程中相对叶尖间隙保持不变。图 2 为几何形状示意图。表 2 和表 3 分别为 Stage35 和 3.5 级压气机的设计参数。

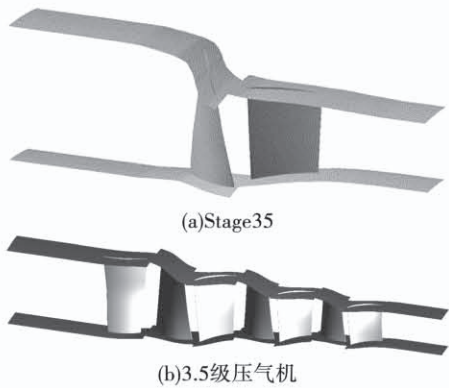


图 2 几何形状示意图
Fig.2 Schematic diagram of geometric shapes

表 2 Stage35 设计参数

Tab.2 Stage35 design parameters

参 数	数 值
动/静叶叶片数	36/46
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	17 188.7
叶尖间隙/mm	0.408
设计压比	1.820
设计效率	0.820
流量系数	0.451
质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$	20.188

表 3 3.5 级压气机设计参数

Tab.3 3.5 stage compressor design parameters

参 数	数 值
各级动/静叶叶片	66/62/76/72/82/82/88
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	3 028.67
动叶叶尖,静叶叶根间隙/mm	0.4,0.4
设计压比	1.820
质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$	90

2.2 数值方法及验证

以 Stage35 为例进行数值方法验证。采用 Numeca 软件进行定常数值模拟。方程组空间项采用中心差分格式,时间项采用 4 阶 Runge-Kutta 方法进行迭代求解。湍流模型采用 Spalart-Allmaras 湍流模型。同时,采用当地时间步长、多重网格技术和残差

光顺以加速计算收敛。
选用单通道为计算域,靠近壁面处网格加密,第一层网格厚度为 0.001 mm,以保证 $y^+ < 5$,叶尖间隙内部设置 17 个径向网格点,经网格无关性检验,最终网格质量检查结果如表 4 所示。图 3 为计算域网格示意图。采用无滑移边界条件。进口轴向进气,给定进口总温为 288.15 K,进口总压为 101 325 Pa;出口边界条件给定平均静压,逐步提升背压以计算不同工况点,以最后一个收敛计算点作为近失速点得到特性曲线。

表 4 Stage35 网格质量报告
Tab.4 Stage35 grid quality report

模型	网格数	最小 正交角	最大 宽度比	最大 延展比
Stage35	725 952	36.69	3 790.5	3.352 1

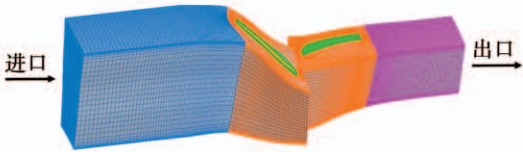


图 3 Stage35 计算域网格示意图
Fig.3 Schematic diagram of Stage35 computational domain grid

表 5 为设计点数值计算结果与试验结果的性能对比。设计点流量、效率和压比均有不同程度增大,原因在于数值模拟过程中截取了部分的流道,且采用绝热壁面。图 4 为 Stage35 数值模拟与试验结果的特性线对比,试验数据和计算结果均以试验堵点流量作为参考流量进行无量纲化。由于采用光滑壁面导致对应工作点流量有所增加。但是峰值效率有所下降,下降幅度为 0.8%。从整体上看数值计算可以描述性能变化的趋势。

表 5 Stage35 设计点试验结果与计算结果对比
Tab.5 Comparison of stage35 design point test results and calculation results

设计点	试验结果	计算结果
流量/ $kg \cdot s^{-1}$	20.188	20.580(+2%)
效率	0.820	0.8353(+1.8%)
压比	1.820	1.834(+0.7%)

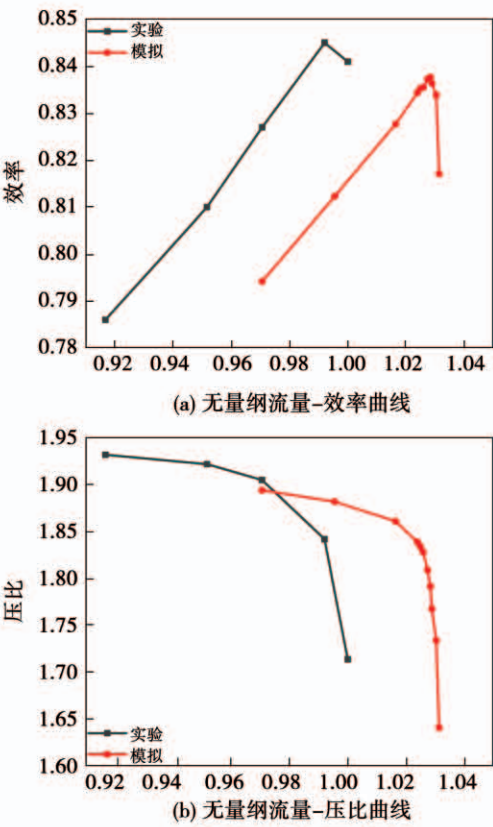


图 4 Stage35 数值模拟与试验结果特性曲线对比

Fig.4 Characteristic curves comparison of the Stage35 numerical simulation and test results

3 计算结果及分析

3.1 总体特性对比

图 5 和图 6 分别为 Stag35 和 3.5 级轴流压气机在不同缩尺比例下的设计转速特性曲线,流量均以设计点流量计算理论值为参考流量进行无量纲化,其中虚线为设计点性能随缩尺比例减小的变化曲线。

从图中可见,不同缩尺条件下,对应工作点效率和压比均有不同程度下降,随缩尺比例减小,工作流量范围向左移动,性能恶化程度增加。对于 Stage35,在 0.5scaling 缩尺条件下最高效率和对应相对流量相较于原型分别下降了 0.95% 和 0.34%,而 0.1scaling 条件下两者下降幅值为 5.75% 和 2.32%。对于 3.5 级轴流压气机,0.5scaling 缩尺条件下最高效率和对应相对流量相较原型下降了 0.79% 和 0.22%,而 0.1scaling 条件下分别下降了 3.2% 和 1.2%。

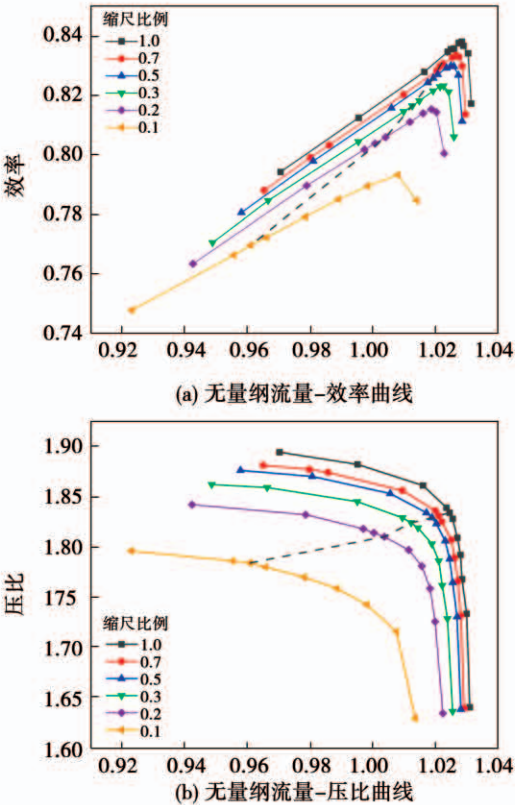


图 5 Stage35 不同缩尺比例下性能曲线

Fig.5 Stage35 performance curves at different scales

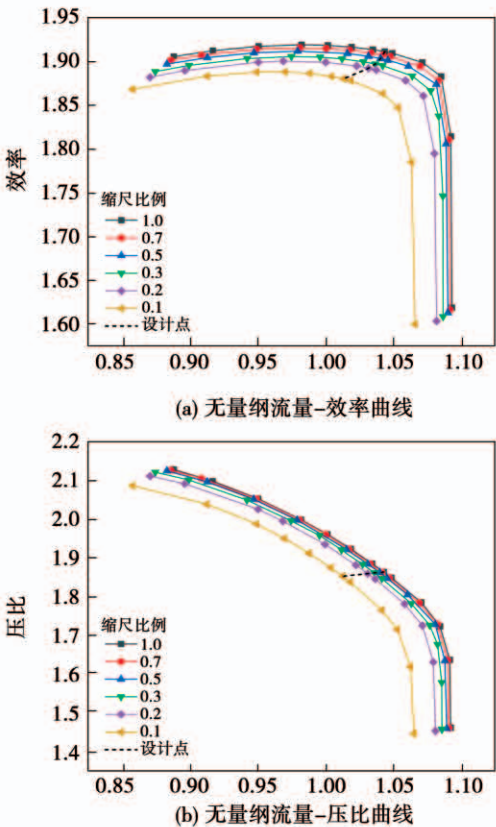


图 6 3.5 级压气机不同缩尺比例下性能曲线

Fig.6 3.5-stage compressors performance curves at different scales

3.2 设计点性能对比

表 6 和表 7 分别为 Stage35 和 3.5 级轴流压气机设计点理论参数和计算参数比较。以动叶相对速度为特征速度,动叶弦长为特征长度计算雷诺数,根据缩尺方法计算的理论流量进行比较。表中计算效率下方的百分比表示不同缩尺条件下计算效率与原型计算效率的相对变化,计算流量下方的百分比表示各缩尺比例下计算流量与理论流量的相对变化。

表 6 Stage35 设计点雷诺数与流量计算
Tab.6 Stage35 design point Reynolds number
and flow calculation

缩尺 比例	雷诺数	计算 效率	计算流量 /kg·s ⁻¹	理论流量 /kg·s ⁻¹
1.0	1.45E+06	0.8353 (0.00%)	20.58 (0.00%)	20.58
0.7	1.01E+06	0.8296 (-0.68%)	10.05 (-0.34%)	10.08
0.5	7.37E+05	0.8256 (-1.16%)	5.117 (-0.54%)	5.145
0.3	4.29E+05	0.8163 (-2.27%)	1.83 (-1.20%)	1.852
0.2	2.91E+05	0.8058 (-3.53%)	0.8038 (-2.36%)	0.823
0.1	1.44E+05	0.7697 (-7.85%)	0.193 (-6.22%)	0.206

表 7 3.5 级轴流压气机设计点雷诺数与流量计算
Tab.7 3.5-stage axial compressor design point
Reynolds number and flow calculation

缩尺 比例	雷诺数	计算 效率	计算流量 /kg·s ⁻¹	理论流量 /kg·s ⁻¹
1.0	1.63E+06	0.9025 (0)	93.23 (0)	93.23
0.7	1.14E+06	0.8984 (-0.45%)	45.66 (-0.05%)	45.68
0.5	8.17E+05	0.8949 (-0.84%)	23.25 (-0.25%)	23.31
0.3	4.90E+05	0.8892 (-1.46%)	8.337 (-0.64%)	8.391
0.2	3.26E+05	0.8844 (-2.01%)	3.685 (-1.19%)	3.729
0.1	1.63E+05	0.8743 (-3.12%)	0.9057 (-2.85%)	0.932

当 Satge35 由原型缩尺到0.3比例时,设计点效率下降了 2.27%,流量下降了1.2%;缩尺到 0.1 时,效率下降了 7.8%,流量下降了 6.22%。当 3.5 级轴流压气机由原型缩尺到 0.3 比例时,设计点效率下降了 1.5%,流量下降了 0.64%;缩尺到 0.1 时,效率下降了 3.12%,流量下降了 2.85%。

可见缩尺比例减小,效率会降低,工作点流量也会相较理论值降低。其原因在于,随着缩尺比例的减小,雷诺数降低,导致粘性力作用增强,流道中的边界层增厚,摩擦损失增加,效率降低,同时有效流通面积变小,流量降低。

以原型的雷诺数和计算效率为参考基准,得到相对雷诺数与相对效率的变化趋势,如图 7 所示。虚线为临界相对雷诺数。从图中可以更直观地看出,存在某一临界雷诺数,当雷诺数大于该临界值时效率的变化较为平缓,当小于该临界值时效率的变化幅度增加。对于 Stage35,当雷诺数小于临界雷诺数时,效率变化受雷诺数影响更加敏感,其原因在于,此时流道中的激波位置前移,强度有所减弱,流场的相似性遭到更大程度的破坏,如图 8 所示。

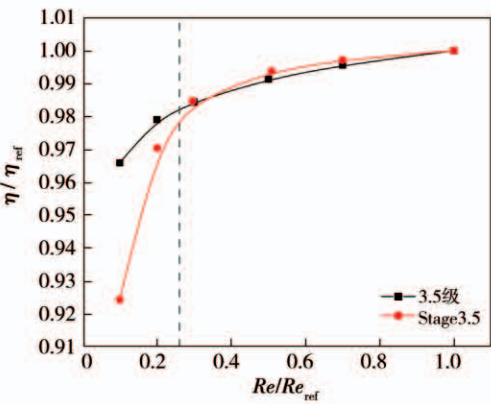


图 7 相对雷诺数与相对效率

Fig.7 Relative Reynolds number and relative efficiency

3.3 设计点性能修正

在缩尺模化过程中,由于雷诺数变化会对效率产生不同程度的影响,采用效率修正公式对 Stage35 和 3.5 级轴流压气机分别进行修正验证,以原型为参考点预测不同缩尺条件下压气机的性能。

图 9 和图 10 分别为 Stage35 和 3.5 级轴流压气

机采用不同修正公式的修正结果。其中参数 b 取为 0.5,参数 n 取 0.18。黑点为数值计算结果。从图中可见,Moody 对两台压气机效率的预测都偏低,且误差较大。其原因在于其将所有损失均归结于雷诺数影响。公式(2)与公式(3)修正效果相对良好。当缩尺比例大于 0.2 时,修正曲线与计算值接近,随着缩尺比例的进一步减小,修正曲线与计算值偏差增大。

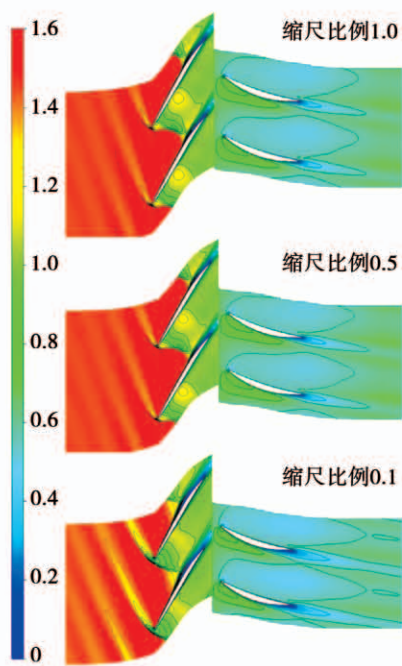


图 8 Stage35 在 90% 叶高处相对马赫数云图

Fig. 8 Relative Mach number distribution cloud map of Stage35 at 90% blade height

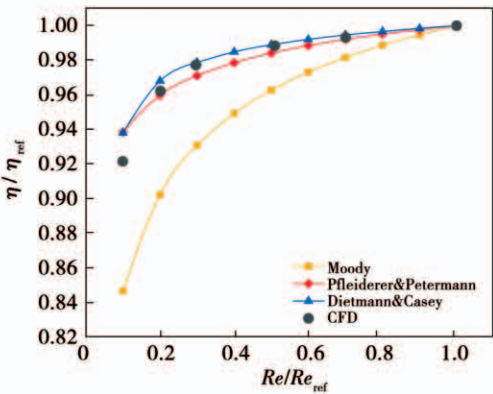


图 9 Stage35 不同修正公式计算

Fig. 9 Different correction formula calculation of Stage35

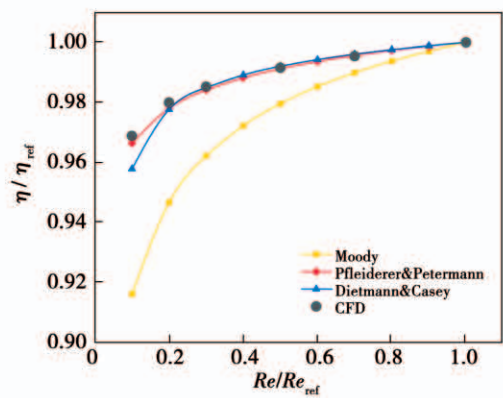


图 10 3.5 级不同修正公式计算

Fig. 10 Calculation of different correction formulas for 3.5-stage

图 11 和图 12 分别为 Stage35 和 3.5 级轴流压气机在不同缩尺比例下设计点计算值与修正值的相对误差。公式(1)对 Stage35 和 3.5 级轴流压气机各缩尺条件下的修正误差均大于 1%。在 Stage35 修正中,当缩尺比例大于 0.2 时,公式(2)和公式(3)的修正误差均在 1% 以内,且公式(3)更接近 0 误差线,当缩尺比例为 0.1 时,两者的误差分别达到了 +1.92% 和 +1.75%。对于 3.5 级轴流压气机,公式(2)在各缩尺比例下的修正误差均小于 1%,公式(3)在大于 0.2 缩尺比例时修正结果良好,当缩尺比例达到 0.1 时修正误差为 -1.15%。

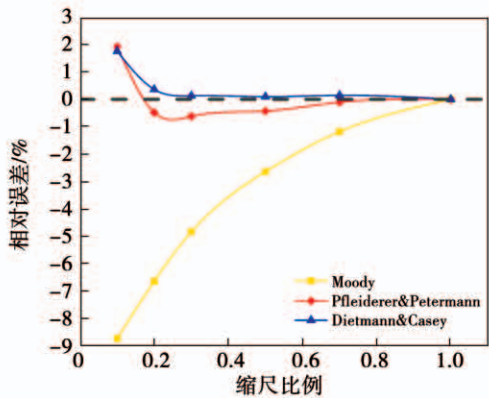


图 11 Stage35 设计点性能修正相对误差

Fig. 11 Performance correction relative error of Stage35 design point

总体而言,公式(2)和公式(3)的修正结果更符合数值计算。公式(2)的修正精度在一定程度上依

赖于经验参数的选取,会导致不同类型的压气机的修正精度出现变化。公式(3)的适用性更为强,准确度也较高。此外,随着缩尺比例的减小,3个修正公式的修正误差均逐渐增大。其原因可能在于3个修正公式均为基于试验数据的经验公式,当缩尺比例减小时,叶尖间隙、叶片前尾缘半径等会受到加工条件的限制,导致性能下降,而在数值计算中没有考虑这些因素。同时,由于经验公式主要考虑叶型损失和端壁摩擦损失,对激波损失有待进一步校正,这也是导致在0.1缩尺比例下对Stage35效率预测不足的原因。

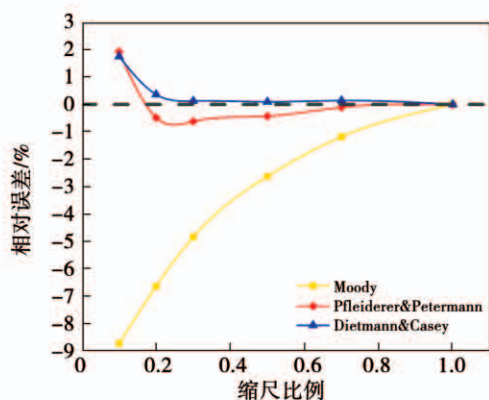


图12 3.5级设计点性能修正相对误差

Fig. 12 Performance correction relative error of 3.5-stage design point

4 结 论

对Stage35和3.5级轴流压气机进行缩尺模化的数值研究,得出结论:

(1) 缩尺模化后整个特性线向左移动,设计点效率、压比、流量以及峰值效率均有所下降。Stage35在0.5缩尺比例下最高效率和对应相对流量较原型分别下降0.95%和0.34%,而0.1缩尺比例下分别下降5.75%和2.32%。3.5级轴流压气机在0.5缩尺比例下最高效率和对应相对流量较原型分别下降0.79%和0.22%,而0.1缩尺比例下分别下降3.2%和1.2%。

(2) 对于轴流压气机效率修正,Moody经验公式修正误差较大;Pfeleiderer&Petermann修正公式修正结果良好,但依赖于经验系数的选取,对于不同类

型压气机的修正效果存在差异;Dietmann&Casey修正公式修正误差较小,对于单级和多级轴流压气机均有较好的修正效果。

(3) 随着缩尺比例的减小,修正公式的误差均有所增大。其原因可能在于数值计算过程中未考虑由于加工条件限制导致的叶尖间隙和叶片前尾缘半径的变化以及对激波损失等损失的预测需要进一步校正。

参考文献:

- [1] 桂幸民. 航空压气机气动热力学理论与应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.
- [2] GUI Xing-min. Aero-compressor aero-thermodynamics theory and application [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2014.
- [3] JAPIKSE D. Centrifugal compressor design and performance[M]. Concepts ETI, 1996.
- [4] DUFOUR G, CARBONNEAU X, CAZALBOU J B, et al. Practical use of similarity and scaling laws for centrifugal compressor design [C]//ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. OAI, 2006.
- [5] IKEGUCHI T, MATSUOKA A, SAKAI Y, et al. Design and development of a 14-stage axial compressor for industrial gas turbine [C]//ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference & Exposition, 2012.
- [6] WASELL A B. Reynolds number effects in axial compressors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1968, 90(2): 149.
- [7] M CHOI, J H BAEK, H T CHUNG, et al. Effects of the low reynolds number on the loss characteristics in an axial compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 2008, 222(A2): 209-218.
- [8] CASEY M V, ROBINSON C J. A unified correction method for reynolds number, size, and roughness effects on the performance of compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 2011, 225(7): 864-876.
- [9] TIAINEN J, A JAATINEN-VARRI, AKI GRONMAN, et al. Numerical study of the reynolds number effect on the centrifugal compressor performance and losses[C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbine Technical Conference and Exposition, 2016.
- [10] DIEHL M, SCHREIBER C, SCHIFFMANN J. The role of reynolds number effect and tip leakage in compressor geometry scaling at low turbulent reynolds numbers[J]. Journal of Turbomachinery, 2020, 142(3): 031003. 1-031003. 11.