

某型高压压气机的雷诺数修正方法优化

吴思宇¹, 王 廷¹, 夏 凯¹, 李沛泽²

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所 海洋工程燃气轮机实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所无锡分部, 江苏 无锡 214151)

摘 要:以某型高压九级轴流压气机为研究对象,以设计条件下的性能参数作为参考,对试验条件下的计算数据进行了雷诺数修正,并提出了修正方法优化方案。首先,基于 Wassell 修正方法对 1.0 额定转速的设计压比下的转速点进行修正,评估了该方法对样机的有效性;然后,对试验进口条件整条流量—压比、流量—效率特性线进行修正,对比修正结果与参考结果后,重新拟合特性线,旨在找出适合该样机的 Wassell 修正系数;在重新调整了修正系数后,对 1.0 额定转速特性线进行了二次修正,并以二次修正方法为准则对该样机的 0.9 额定转速和 0.8 额定转速进行修正,以校核该方法对这两个转速的通用性;最后,应用二次修正公式得到数据与样机实测数据点数值进行对比。效率修正的相对误差仅为 0.024%,说明二次修正方法得到数值吻合度更好、预估准确性较好,方法合理有效。

关 键 词:特性计算;雷诺数修正方法;策略优化;压气机

中图分类号:V231.3

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.06.008

[引用本文格式]吴思宇,王 廷,夏 凯,等. 某型高压压气机的雷诺数修正方法优化[J]. 热能动力工程,2022,37(6):54-60. WU Si-yu, WANG Ting, XIA Kai, et al. Optimization of Reynolds number correction method for a high pressure compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(6):54-60.

Optimization of Reynolds Number Correction Method for a High Pressure Compressor

WU Si-yu¹, WANG Ting¹, XIA Kai¹, LI Pei-ze²

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code:150078; 2. Wuxi Branch of No. 703 Research Institute of CSSC, Wuxi, China, Post Code:214151)

Abstract: Taking a certain high pressure 9-stage axial flow compressor as the research object, referring to the performance parameters under the design condition, the Reynolds number of the calculation data under the test condition is corrected, and the optimization scheme of correction method is put forward. Firstly, the rotational speed point of 1.0N design pressure ratio is modified based on Wassell correction method, and the effectiveness of the method for the prototype is evaluated. Then, the whole flow-pressure ratio and flow-efficiency characteristic lines under the test inlet conditions are corrected. After comparing the correction results with the reference results, the characteristic line is refitted to find out the Wassell correction coefficient suitable for the prototype. After readjusting the correction coefficient, the characteristic curve at 1.0N speed is corrected twice. The 0.9N and 0.8N of the prototype are modified by the secondary correction method to check the generality of the method for the two speeds. Finally, the relative error of efficiency correction is only 0.024% by comparing the data obtained by the secondary correction formula

收稿日期:2021-04-25; 修订日期:2021-07-19

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:吴思宇(1994-),男,黑龙江哈尔滨人,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所工程师。

with the measured data of the prototype, which shows that the secondary correction method has better numerical consistency, prediction accuracy, rationality and effectiveness.

Key words: characteristic calculation, Reynolds number correction method, strategy optimization, compressor

引 言

1968 年,由德国工程师 Wassell^[1]以大量的样机数据为基础找到经验公式,给出雷诺数对压气机性能影响的修正方法。该方法对效率、流量、压比和稳定工作极限压比都给出了参考曲线及修正公式。现已发展为 HB7115-1994^[2]航标修正方法。

低马赫数条件下,雷诺数对大涵道比涡扇发动机性能的影响较大^[3-5],表现为喘振裕度急剧降低^[6]。雷诺数修正方法已经取得了一定的进展^[7-9],初步建立了雷诺数的变化和影响压气机稳定性的几个重要参数的关系^[10-13],但这些方法存在不足之处在于:雷诺数的变化对效率、压比(极限)和流量的影响,其关联关系建立在某种特定发动机的大量试验数据基础上,通用性较差。故需要在更宽广的雷诺数范围内建立其变化与压气机效率、压比和流量的关系。

本文研究了某型高压压气机整体性能的雷诺数效应影响。利用 Wassell 雷诺数修正方法对原型机两种进口条件下的性能参数进行雷诺数修正,然后根据对其工况点的修正结果对修正过程进行评估,对修正方法进行二次优化。数据对比表明,二次修正方法得到数值吻合度更好、预估准确性更好。

1 原型机性能模拟

研究对象为一台九级轴流高压压气机。叶片设计采用可控扩散定制叶片造型方法。其进口动叶 R1 叶片数为 66,叶中弦长 34.11 mm,展弦比 2.036,稠度为 1.031。

采用 NUMECA/Fine 10.1 版本求解器对九级高压压气机进行全三维数值模拟计算。计算网格采用 NUMECA 软件中的 IGG/Auto-grid 5 模块生成。对压气机叶片通道采用 O4H 型网格拓扑结构,动叶叶顶间隙采用蝶形网格。经网格无关性验证,选取计算网格总数为 1 750 万,每排动叶和静叶的网格数

分别为 105 万和 75 万。计算采用 Fine Turbo 模块,流动控制方程为三维定常 Reynolds 平均 N-S 方程组,取用 S-A 一方程湍流模型。空间离散采用中心差分格式,时间导数项由 4 阶 Runge-Kutta 方法迭代求解。转子叶片叶尖间隙 0.5 mm,靠近壁面网格加密,第 1 层网格间距为 0.001 mm,保证近壁 y^+ 值小于 5。计算网格最小正交角大于 26° ,最大长宽比为 5 691,最大延展比为 3.02。计算模型及网格如图 1 所示。

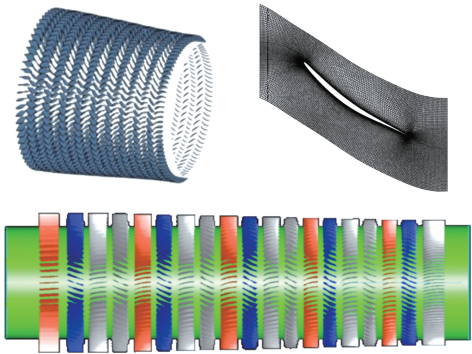


图 1 计算模型及网格示意图

Fig. 1 Schematic diagram of calculation model and grid

对该网格模型进行不同进口边界条件设置,分别为标准大气进气条件和实际高温高压设计条件,在两种模拟条件下进行压比、效率特性计算,如图 2 所示。

由图 2 可以看出,由于进口条件由高温高压变为标准大气,压比、折合流量和效率均有不同程度下降。其中,设计点效率下降了 0.743%,设计点折合流量比减小 0.008,折合流量比工作范围减小 0.018,近失速点压比也由 6.16 下降至 5.847,喘振裕度降低了 8.11%。压比曲线整体向左下方移动。这是由于,在试验条件下进口的总温总压大幅减小,导致压气机进口空气密度变小,雷诺数减小,使得附面层增厚,流动阻力增大。随着雷诺数的降低,压比、流量和效率都减小,即雷诺数效应导致

的流动恶化。

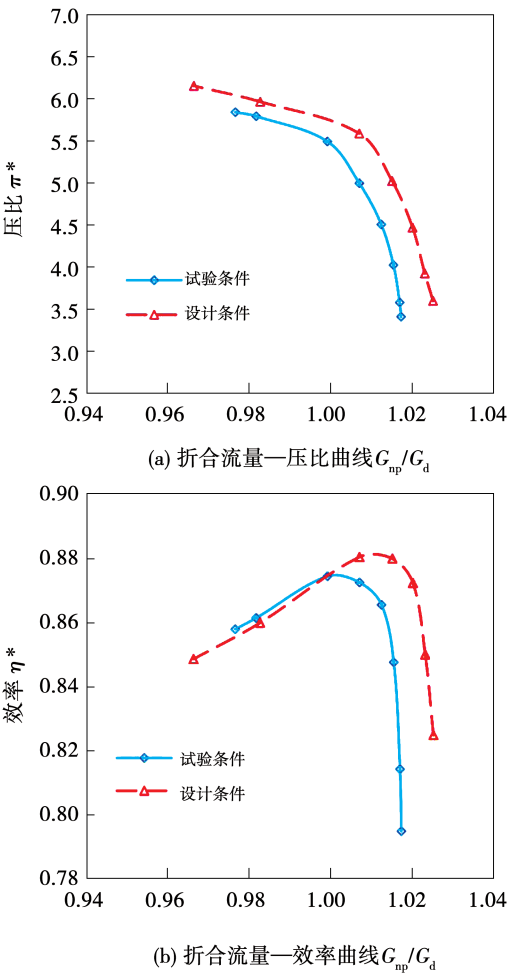


图2 设计与试验条件模拟性能对比
Fig.2 Comparison of simulation performance
between design and experiment conditions

2 Wassell 方法修正结果

2.1 工况点性能参数的雷诺数修正

综合考虑雷诺数效应的影响以及临界雷诺数的区间,雷诺数选取 1.0 额定转速下,低压高温条件下的雷诺数最小值、试验条件下的雷诺数典型值、设计条件下的雷诺数典型值,以及取高压低温下的雷诺数最大值分别为 1.187×10^5 , 4.318×10^5 , 1.348×10^6 和 1.566×10^6 。

随后按以上雷诺数的选取点,以试验条件下 4.318×10^5 的试验数据为基准,对 3 种转速点的效率、流量和稳定工作极限压比进行雷诺数修正。

2.1.1 效率的雷诺数修正

对选取的 3 个雷诺数转速点进行效率修正,由表

1 中可知,Wassell 修正方法在雷诺数为 1.348×10^6 及 1.566×10^6 的工作点的效率修正值较准确,其相对误差仅在 0.1%,而随着雷诺数的减小,相对误差变大,当雷诺数降低至 1.187×10^5 时,其相对误差为 1.52%。总体而言,Wassell 对效率的修正较为精确,其预估结果可以接受。

表 1 效率修正结果对比

Tab.1 Comparison of efficiency correction results

雷诺数	参考值	Wassell 修正值	相对误差/%
1.187×10^5	0.862 4	0.870 5	1.52
1.348×10^6	0.881 7	0.882 6	0.10
1.566×10^6	0.882 1	0.884 6	0.09

2.1.2 质量流量的雷诺数修正

同样以试验条件下的试验数据为基准,对选取的 3 个雷诺数转速点进行质量流量修正,修正结果如表 2 所示。由表 2 中可知,Wassell 修正方法修正的质量流量对雷诺数为 1.348×10^6 的转速点的修正值较准确,其相对误差仅为 0.54%;当雷诺数降低至 1.187×10^5 时,其相对误差达到 5.25%,其相较于雷诺数效应带来的影响已经不可忽略。随着雷诺数的减小,相对误差逐渐变大,并且增长有加快的趋势。对该压气机样机而言,Wassell 对质量流量的修正在临界雷诺数附近较为准确。

表 2 流量修正结果对比

Tab.2 Comparison of mass flow correction results

雷诺数	参考值/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Wassell 修正 值/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	相对误差/%
1.187×10^5	25.51	24.17	5.25
1.348×10^6	25.93	25.65	1.08
1.566×10^6	25.79	25.65	0.54

2.1.3 近喘振点压比的雷诺数修正

对选取的 3 个雷诺数转速点进行近喘振点压比修正,修正结果如表 3 所示。由表可知,Wassell 方法修正的稳定工作极限压比对雷诺数为 1.348×10^6 的转速点的修正值较准确,其相对误差仅为 0.83%;当雷诺数降低至 1.348×10^5 时,其相对误差达到 2.66%,此时误差已经很大。随着雷诺数的减小,相

对误差逐渐变大,并且增长逐步加快。当雷诺数进一步降低至 1.187×10^5 时,该方法所预估的近喘振点压比已偏离参考极限压比较远,此时修正误差达到 7.75%,可以认为修正已不具有参考价值。对该压气机样机设计点而言,Wassell 对近喘点压比的修正在临界雷诺数附近较为准确,而在雷诺数减小至离临界雷诺数较远时,其预估结果出现显著偏差直至修正失效,说明该方法过度地预估了雷诺数效应所带来的影响。

表 3 极限压比修正结果对比

Tab.3 Comparison of ultimate pressure ratio correction results

雷诺数	参考值	Wassell 修正值	相对误差/%
1.187×10^5	1.137	1.049	7.75
1.348×10^6	1.155	1.125	2.66
1.566×10^6	1.2	1.19	0.83

2.2 特性线性能参数的雷诺数修正

当进口雷诺数偏离临界雷诺数较远时,Wassell 方法过度预估了雷诺数效应所带来的影响,其具体表现为:压气机质量流量修正值较参考值过小;极限工作压比较参考值过小。因此,针对1.0额定转速下的压气机性能曲线进行修正,修正过程中,结合对工况点的雷诺数各个参数修正结果,对修正公式中的修正系数 q 以及质量流量修正系数重新进行取值。对 1.0 额定转速下,试验进口条件曲线与整机进口条件曲线(见图 2)进行拟合。然后根据得到的新的修正系数,检验 0.9 额定转速及0.8额定转速下的试验条件性能曲线,以验证得到的二次修正公式能否较好吻合参考数据。

表 4 给出两种进口条件下设计压比条件下的部分参数以及第 1 级转子进口雷诺数作为参考,进行两种进口条件下的特性曲线的修正。

表 4 选取点参数

Tab.4 Parameters of chosen point

参数	压比	折合流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	绝热 效率/%	R1 进口雷 诺数/ 10^6
设计条件模拟值	5.0	25.94	0.881 7	1.348
试验条件模拟值	5.0	25.61	0.872 4	0.431 8

如图 3 所示,利用 Wassell 修正方法对试验条件下的模拟数据进行修正,虚线样条为修正后折合流量-压比曲线。可以发现,修正后的曲线其流量、压比均高于参考数据。效率的修正值与参考值吻合度较好,且趋势基本保持一致。

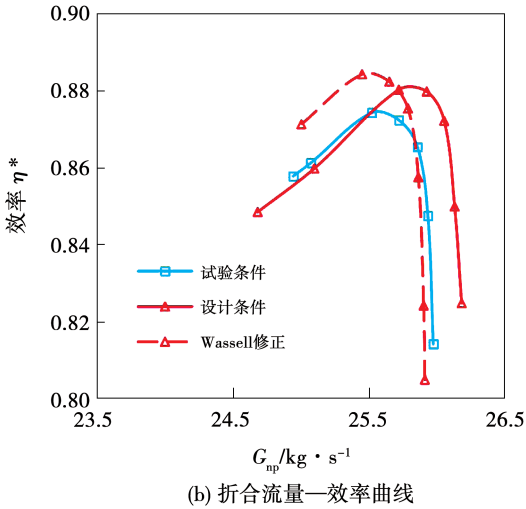
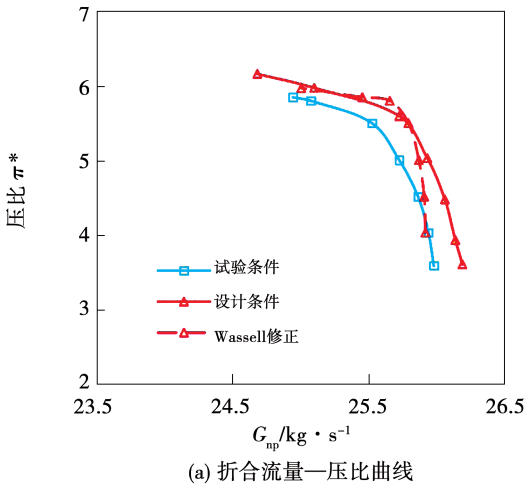


图 3 Wassell 修正结果对比
Fig.3 Comparison of Wassell correction results

3 Wassell 方法的二次优化

对于质量流量的修正:Wassell 方法的偏差在于修正曲线图的取值。文中的 Wassell 流量修正采用近似轮毂比为 0.7 的修正线,而在其修正曲线图中,仅有针对进口轮毂比为 0.35 和 0.7 的压气机的两条特性曲线。而本文中压气机样机轮毂比为0.81,对于该轮毂比的压气机的质量流量曲线修正线,Wassell 修正图中并没有参考点。此时,对修正曲线

的取值点不同,将导致修正公式中的轴向质量流量函数不同,进而影响质量流量修正的精度。

参考《压气机气动性能试验》^[2]中对于效率的修正,多变效率的修正关系式为:

$$\begin{cases} 1 - \eta_p = k R_{cl}^{-n} \\ n = p \cdot q \\ R_{cl} = \frac{\rho b V_1}{\mu} \end{cases} \quad (1)$$

式中: V_1 —第 1 级转子中径处进口气流相对速度, m/s; b —特征长度,指第 1 级转子中径处叶片弦长, m; ρ —第 1 级转子中径处进口气流密度, kg/m³; μ —第 1 级转子中径处进口气流动力粘性系数, Pa·s。

等熵效率公式与修正公式 $n = pq$ 中 p 、 q 的取值有关。其中, p 值反应马赫数的影响, 而 q 的取值与压气机的尺寸有关。本样机的有效长度与平均环形高度比为 13.51, 已超出最大值为 10 的修正曲线图修正范围, 而仅取比值为 10 处的修正参数 q 将对最终压比的修正结果造成偏差。对应于某一试验点, 从测得的等熵效率值 η_p 及该试验条件下的 R_{cl} , 按以下方法求出多变效率, 然后确定 K 值。

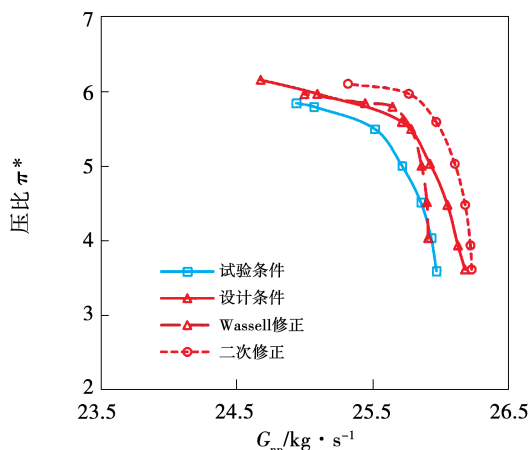
对于压比的修正, 压比修正公式的前提为折合流量和阻力不变。而实际流动中, 由于雷诺数效应其折合流量会发生变化, 进而导致加功量出现偏差。该方法更适用于两个不同工况点间的修正对比, 而对于整条性能线而言, 本文更关注的是对极限压比的修正。

根据以上对 Wassell 修正偏差的分析, 对特性线上大量计算点分别进行流量、压比修正数据拟合, 以找到适合该样机的修正系数。

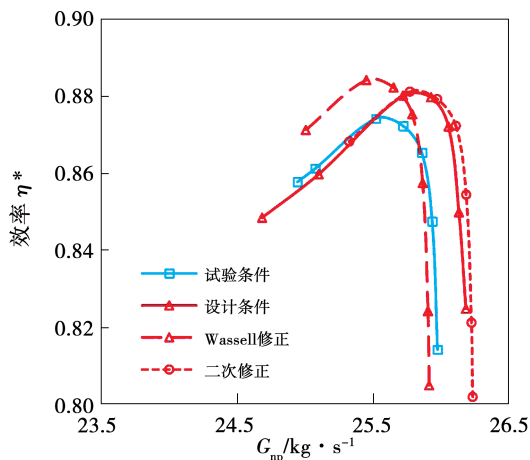
对于质量流量修正, 将修正曲线图中的 $(\frac{t}{x})(\frac{Q_A - Q_A^*}{Q_A^*})$ 取值设为未知变量, 将模拟计算得到的参考曲线作为结果。设法通过大量的模拟点寻求一个恰当的取值点, 来保证二次修正后得到的流量范围与已算出的流量范围相吻合; 对于压比的修正中, 将修正系数 q 作为未知变量, 处理方法相同, 经过反复迭代, 得到一系列新的压比—流量曲线。取其中与参考曲线吻合度最高的曲线作为二次修正优化的最终结果, 此时两个变量的取值, 即为二次修

正得到的新的修正系数。

最终得到: 对于修正系数 p , 取值反映了马赫数的影响, p 值经拟合修正为 1。对于修正系数 q , 取值由 Wassell 修正方法的 0.07 修正为 0.065。修正曲线图中的 $(\frac{t}{x})(\frac{Q_A - Q_A^*}{Q_A^*})$ 的取值由 0.04 修正为 0.03, 据此得到新的修正系数。性能曲线对比结果如图 4 所示。



(a) 折合流量—压比曲线



(b) 折合流量—效率曲线

图 4 二次修正结果对比

Fig. 4 Comparison of re-correction results

由图 4 可知, 二次修正得到的修正曲线, 较 Wassell 修正方法得到的修正曲线, 更加贴合参考值。该方法对 1.0 额定转速下的压比、流量及效率的修正结果较好。

为验证新修正方法的不同转速通用性, 采用得到的修正公式对 0.9 额定转速和 0.8 额定转速特性线进行修正验证。0.9 额定转速和 0.8 额定转速下

的试验条件数据、设计条件数据以及修正结果如图 5 和图 6 所示。由图中可知,二次修正得到的修正结果与参考值的吻合度较好。当转速下降至 0.8 额定转速时,压比、效率曲线修正均出现一定程度的偏差。分析原因:当转速降低时,流场情况改变,此时整机流量不再由进口阻塞情况决定,若此时再以进口第 1 级动叶雷诺数作为特征值修正,得到的修正结果将出现偏差。

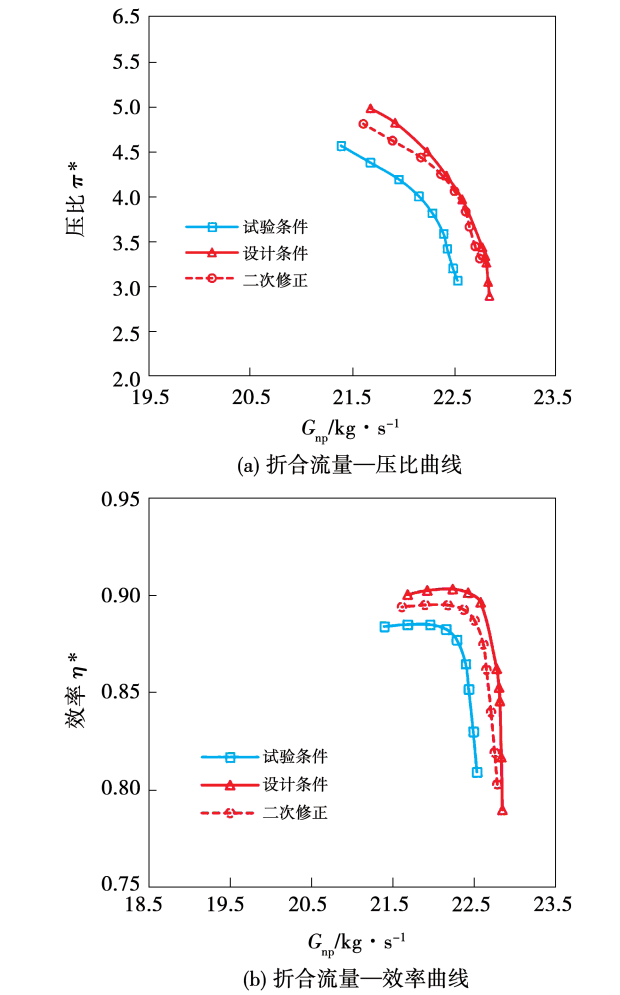


图 5 90%转速二次修正结果对比

Fig. 5 Comparison of 0.9N re-correction results

4 二次修正方法有效性验证

高压压气机整机条件由于其高温高压的特点,试验台条件无法满足。对于前文得到的二次修正公式,以试验过程中的实测数据点数据与应用二次修正公式得到的结果作对比,以进一步验证该方法在

整机试验中的有效性。对比结果如表 5 所示。

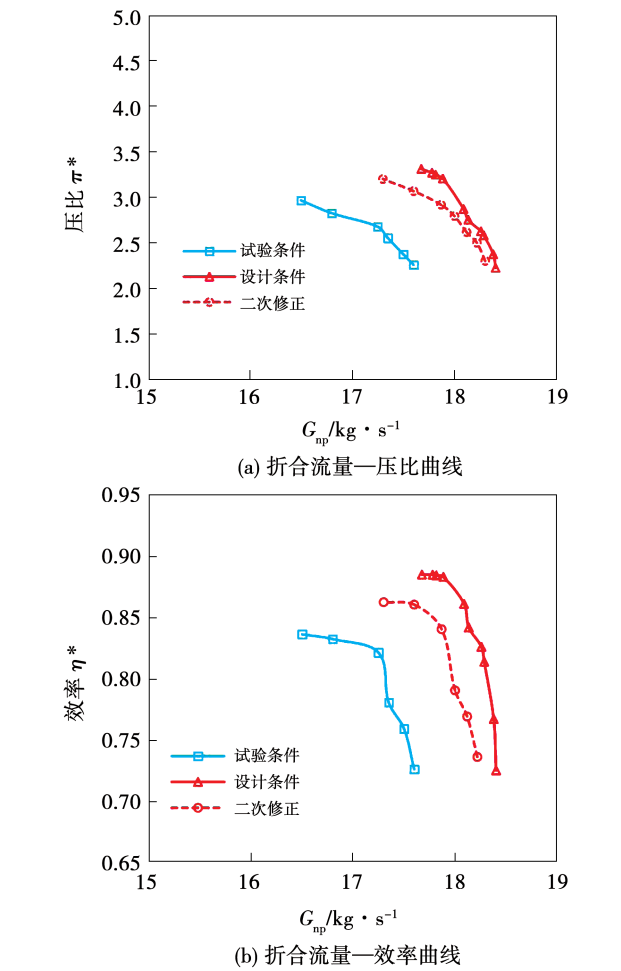


图 6 80%转速二次修正结果对比

Fig. 6 Comparison of 0.8N re-correction results

表 5 选取点参数

Tab. 5 Parameters of chosen point

参数	试验实测数据	二次修正结果	相对误差/%
压比	2.928 6	2.928 6	—
折合流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	17.868 6	17.868 5	0.128%
绝热效率/%	0.840 6	0.840 8	0.024%

实测选取点为整机慢车时状态点,此时高压转速约为 0.8 额定转速,在二次修正的性能曲线上取相同压比点进行对比发现,二次修正结果对折合流量的修正结果为 17.868 5 kg/s,其相对误差为 0.128%;对效率的修正结果为 0.840 8,其相对误差为 0.024%。对比结果证明,二次修正结果较 Wasell 修正更加准确、有效。

5 结 论

(1) 对工况点的修正:随着雷诺数的降低,Wassell 方法的效率、质量流量、极限压比修正值的相对误差均逐渐增大。其中,高/低雷诺数条件的效率修正值的绝对值相差 0.81%。而对质量流量及极限压比的修正在雷诺数降低至 1.187×10^5 时,其相对误差已经分别达到 5% 及 7%,这一精度的修正值的参考意义不大,说明在雷诺数减小至离临界雷诺数较远时,其预估的修正结果将出现显著偏差直至失效,说明该 Wassell 方法过度地预估了雷诺数效应所带来的影响。

(2) 对特性曲线的修正:对设计条件与试验条件下的两条性能曲线进行修正。得到的压比、流量、效率 Wassell 修正结果比设计条件模拟曲线数值偏大。由 1.0 额定转速的试验条件以及设计条件两条性能曲线进行数值拟合,进而对修正公式中的修正系数进行二次修正得到优化后的新系数。其中,系数 p 修正为 1;系数 q 由 0.07 修正为 0.065;流量修正系数取值由 0.04 修正为 0.03。由此得到新的修正公式。

(3) 为探究该二次修正公式的适用性,应用该公式对 0.9 额定转速以及 0.8 额定转速进行修正。修正结果可以较好说明二次修正公式较 Wassell 修正方法更加准确,修正曲线更加贴近参考曲线,此修正方法可应用于部分转速。最后应用二次修正公式得到数据与样机试验实测数据点数值进行对比,二次修正方法得到数值吻合度更好、预估准确性较好,进一步说明二次修正方法合理有效。

参考文献:

- [1] WASELL A B. Reynolds number effects in axial compressors[J]. J. Eng. Power, 90(1968):149-156.
- [2] HB7115-94,压气机气动性能试验[S].
HB7115-94,Compressor aerodynamic performance test[S].
- [3] 胡加国,王如根,李少伟,等.跨声速轴流压气机径向涡现象与失稳机理[J].航空动力学报,2014,29(9):2239-2246.
HU Jia-guo, WANG Ru-gen, LI Shao-wei, et al. Radial vortex phe-

nomen and instability mechanism of transonic axial-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9):2239-2246.

- [4] 周敏,王如根,白云,等.低雷诺数下跨声速压气机转子失速工况时流动失稳触发过程研究[J].航空动力学报,2009,24(6):1379-1384.
ZHOU Min, WANG Ru-gen, BAI Yun, et al. Research on flow instability triggering process at stall condition of transonic compressor rotor at low Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6):1379-1384.
- [5] 王志强.高压压气机低速模拟方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2010.
WANG Zhi-qiang. Research on the method of low-speed model testing for high pressure compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [6] 吴思宇.进口参数变化对高压压气机性能影响研究[D].北京:中国舰船研究院,2021.
WU Si-yu. Influence of inlet parameters on performance of high pressure compressor[D]. Beijing: China Ship Research and Development Academy, 2021.
- [7] BROSSMAN J R, BALL P R, SMITH N R, et al. The sensitivity of multistage compressor performance to inlet boundary conditions [C]//Westerville: Materials Science, 2012.
- [8] YAN W, HU J, ZHANG H, et al. Effects of complicated rotating inlet distortion on compressor aerodynamic stability [C]//Engineering, Physics, 2014.
- [9] SUN Dakun, LI Jia, et al. Effects of rotating inlet distortion on two-stage compressor stability with stall precursor-suppressed casing treatment [C]//USA: ASME, 2018.
- [10] SCHAFFLER A. Experiment and analytical investigation of the effect of Reynolds number and blade surface roughness on multistage axial flow compressor [C]//USA: ASME, 1979.
- [11] PELZ P F, STONJEK S S. The influence of Reynolds number and roughness on the efficiency of axial and centrifugal fans-a physically based scaling method [J]. Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135:052601.
- [12] TIAINEN J, JAATINEN-VÄRRI A, GRÖNMAN A, et al. Numerical study of the Reynolds number effect on the centrifugal compressor performance and losses [C]//USA: ASME, 2016.
- [13] MILESHIN V, DRUZHININ I, SAVIN N, et al. Numerical and experimental studies of Reynolds number and stator clocking effect on performance of a high-loaded two-stage compressor with 3.7 total pressure ratio [C]//USA: ASME, 2016.

(金圣迪 编辑)