

离心压缩机两区域模型改进与验证

梁 奇^{1,2}, 左志涛¹, 朱阳历¹, 张雪辉¹, 陈海生¹, 秦 伟³

(1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学 物理学院, 北京 100190;

3. 中国科学院 广州分院, 广州 510070)

摘 要: 离心压缩机一维预设计中, 准确的性能预测可以有效地缩短设计周期, 提高设计效率。为了提高性能预测的准确性, 在传统两区域模型的基础上, 引入外界能量输入与叶轮旋转效应, 提出一种叶轮扩压度计算模型, 并结合无叶扩压器的特点, 将两区域模型应用于无叶扩压器性能预测中。通过与文献中已有的实验结果进行对比, 验证了改进模型的可用性。对比结果表明: 改进的两区域模型有效减少对工程经验的依赖性, 可以实现不同压比、不同后弯角离心压缩机性能预测, 总体预测精度较高, 与实验数据偏差在 4% 以内。

关 键 词: 离心压缩机; 一维预设计; 性能预测; 两区域模型; 扩压度模型; 无叶扩压器

中图分类号: V231.3; TH452

文献标志码: A

Modification and validation of two-zone model in centrifugal compressor

LIANG Qi^{1,2}, ZUO Zhitao¹, ZHU Yangli¹,
ZHANG Xuehui¹, CHEN Haisheng¹, QIN Wei³

(1. Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Physics,
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. Guangzhou Branch,
Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510070, China)

Abstract: In one-dimensional preliminary design of centrifugal compressor, high accuracy performance prediction could shorten the design cycle and improve the design efficiency. In order to improve the accuracy of performance prediction, a model of diffusion ratio based on the conventional two-zone model was proposed with consideration of the effects of import external energy and impeller rotation. The two-zone model was used in prediction of vaneless diffuser performance prediction by taking account of characteristics of vaneless diffuser. Validation of the model was performed against compressor maps and geometries available in the literature. The results showed that it could effectively reduce dependence on engineering experience by using the proposed model, and could be suitable for predicting performance of

收稿日期: 2016-03-31

基金项目: 国家优秀青年科学基金(51522605); 国家重点基础研究发展计划(2015CB251302)

作者简介: 梁奇(1989—), 男, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

通讯作者: 陈海生(1977—), 男, 研究员, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: chen_hs@mail. etp. ac. cn

引用格式: 梁奇, 左志涛, 朱阳历, 等. 离心压缩机两区域模型改进与验证[J]. 航空动力学报, 2017, 32(10): 2544-2552. LIANG Qi, ZUO Zhitao, ZHU Yangli, et al. Modification and validation of two-zone model in centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(10): 2544-2552.

centrifugal compressor with different pressure ratios and back-sweep angles. Predicted performance by the proposed model agreed fairly well with experiment and the percent difference was within 4%.

Key words: centrifugal compressor; one-dimensional preliminary design; performance prediction; two-zone model; diffusion ratio model; vaneless diffuser

符号表

a_c	声速	R	气体常数
H	叶片高度	W	相对速度
c	绝对速度	Z	叶片数
c_p	比定压热容	α	绝对流动角
C_p	压力还原系数	β	相对流动角
D	扩压度	ρ	密度
$\dot{m}$	质量流量	λ	叶顶间隙高度
N	转速	ϵ	二次流面积比
p	压力	κ	等熵指数
π	压比	δ	偏离角
r	半径	μ	滑移因子
T	温度	χ	二次流质量比
t	叶片厚度	η	有效系数
u	圆周速度	θ	无量纲流量

下标

0	滞止状态	m	子午方向
1	叶轮进口	mix	混合状态
2	叶轮出口	rc	回流
3	无叶扩压器出口	s	等熵
b	叶片安装角	split	分流叶片
des	设计点工况	t	叶顶
full	全叶片	th	喉部
h	叶根	u	圆周方向
i	理想状态	ve	无叶扩压器
j	主流	w	二次流

在离心压缩机一维预设计中,需要对其性能准确预测,这样可以有效地降低设计成本,缩短设计周期,提高设计效率。目前,离心压缩机性能预测方法有多种,其中基于损失模型^[1]的平均截面法在设计阶段中应用广泛。该方法通过计算各截面的参数和各个组件的损失,实现性能预测。

按照对流动特征的不同阐述,离心叶轮性能预测方法可以分为单区域和两区域两种模型。在给定基本的几何数据(进出口叶片角、叶轮整体尺寸、叶片厚度和叶片数等)的基础上,单区域模型基于流动方程,且假设叶轮内部为等熵流动,进出口存在气动堵塞,并带入损失模型(内部和外部),通过迭代的方法求得性能参数;两区域模型则通

过分析叶轮的扩压度和二次流区质量面积,对主流区、二次流区和混合状态分别求解,获得性能参数。与单区域模型相比,两区域模型仅仅考虑叶轮外部损失,对损失模型依赖性不强,其性能预测准确度更高^[2],应用更为广泛。

两区域模型是在 Dean 等提出的“射流/尾迹”理论模型^[3]上发展而来,认为射流几乎是等熵的,而尾迹则包含所有的低动量流体和所有的流动损失^[3]。之后,Eckardt 对一径向叶轮进行详细的流场测量和分析,证实内部流动射流和尾迹的存在^[4]。Johnson 和 Moore 的研究工作表明射流几乎是等熵的,但尾迹并不总是滞止的,而是携带一定的质量流量,并指出之前的“射流/尾迹”模

型假设并不合理^[5]。Japikse 则对“射流/尾迹”模型的假设进行优化,提高性能预测的准确度,并将其重新命名为两区域模型^[2]。

两区域模型在求解过程中,需要计算四个关键参数^[6]:扩压度(D_2)、二次流质量比(χ)和二次流面积比(ϵ)、主流偏离角(δ_i)和二次流偏离角(δ_w)。其中,扩压度 D_2 代表的是进口叶尖和出口主流相对速度之比,主要通过两元素串联(two-elements-in-series, TEIS)模型求解获得,在求解过程中需要很强的工程经验。

此外,两区域模型目前主要应用于离心叶轮和有叶扩压器性能预测中,在无叶扩压器中应用较少。无叶扩压器结构简单,稳定工况范围较宽,但内部流动过程十分复杂,结构形式有平行壁式和收缩段加平行段两种^[7],主要采用正向或反向两种分析方法实现其性能预测。正向分析基于 Stanitz 在 1952 年所建立的一维流动控制方程^[8],给定壁面摩擦因数,采用 Runge-Kutta 积分求解获得;反向分析基于热力过程(绝热、总压损失),通过对切向速度求解,带入损失模型,从而求得性能参数。

通过对两区域模型深入分析,本文针对离心叶轮和无叶扩压器分别提出一种扩压度计算模型,并提出一种无叶扩压器性能预测方法,最后通过与已有文献中的实验结果对比验证了此模型与方法。

1 扩压度计算模型

1.1 离心叶轮

离心叶轮扩压度 D_2 主要通过 TEIS 模型求解获得,TEIS 模型是由 Japikse 在对叶轮与传统扩压器和喷管内部流动相似性研究的基础上所提出,该模型将叶轮通道简化为串联的两部分(元素 a 和元素 b),其中元素 a 从叶轮进口至喉口,为扩压管或喷管;元素 b 从喉口到叶轮出口,为扩压管,如图 1 所示^[2],计算公式如下:

$$D_2 = \frac{W_{1t}}{W_{2j}} = \frac{W_{1t}}{W_{1th}} \cdot \frac{W_{1th}}{W_{2j}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta_a C_{pa,i})(1 - \eta_b C_{pb,i})}} \quad (1)$$

η_a 和 η_b 为 TEIS 模型中两个关键参数,反映的是元素 a 和元素 b 中实际压力还原系数与理想之间的偏差,其数值的选取对性能预测结果影响很大。Yoon 等通过对 TEIS 模型分析,发现 η_a 与性能曲线斜率和稳定工作区间有关; η_b 增大会

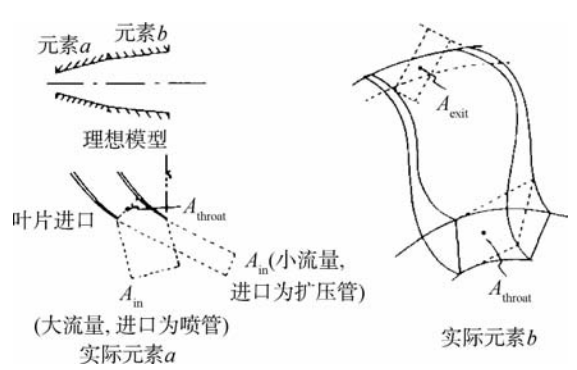


图 1 TEIS 模型示意图^[2]

Fig. 1 Diagram of TEIS model^[2]

引起性能曲线向上平移^[9]。TEIS 模型并未考虑叶轮旋转因素的影响,且 η_a 和 η_b 存在一定的关联,其数值不能随意给定,需要很强的工程经验。因此,本文在 TEIS 模型的基础上,引入叶轮旋转效应,提出一种全新的扩压度计算模型——单元素旋转(single-element-in-rotation, SEIR)模型。

本文所提出的 SEIR 模型考虑到外界的能量输入和叶轮旋转效应,假定流体从叶轮进口到出口为等熵流动,在叶轮内部无流动分离,且在出口沿着叶片角流动。与 TEIS 模型不同,SEIR 模型并未划分元素 a 和元素 b ,而是按照单元素处理,减少对工程经验的依赖性,此时理想压力还原系数 $C_{p,i2}$ 可以通过定义出口初始密度,按照出口速度三角形和等熵流动方程迭代求解,如图 2 所示。

与 TEIS 模型类似,SEIR 模型通过有效系数 η_2 反映实际压力还原系数与理想之间的偏差。在同一转速下,离心压缩机变工况性能主要与进口流量、冲角有关,而相对于轮盘,轮盖对于冲角更为敏感,因此有效系数 $\eta_2 = f(\beta_{1t}, \beta_{1tb}, \dot{m})$ 。通过给定设计工况下有效系数 η_{02} ,选取合适的数学模型,SEIR 模型扩压度计算公式如下。

$$\eta_2 = \eta_{02} - \lg\left(\frac{\sin\beta_{1t}}{\sin\beta_{1tb}}\right)\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{des}}\right)^3 \quad (2)$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{1 - \eta_2 C_{p,i2}}} \quad (3)$$

1.2 无叶扩压器

无叶扩压器为静止部件,无能量输入输出,结合两区域模型,其扩压度 D_3 代表的是进口和主流绝对速度之比,即

$$D_3 = \frac{c_{2m}}{c_{3j}} = \sqrt{\frac{1}{1 - \eta_3 C_{p,i3}}} \quad (4)$$

此时,理想压力还原系数 $C_{p,i3}$ 可以通过定义出口初始密度,按照动量矩守恒和等熵流动方程迭代

求解,如图 3 所示。

与 SEIR 模型类似, D_3 通过系数 η_3 反映实际压力还原系数与理想之间的偏差。在同一转速下,无叶扩压器变工况性能主要与进口流量、叶轮出口绝对气流角有关,因此系数 $\eta=f(\alpha_{2m}, \dot{m})$ 。

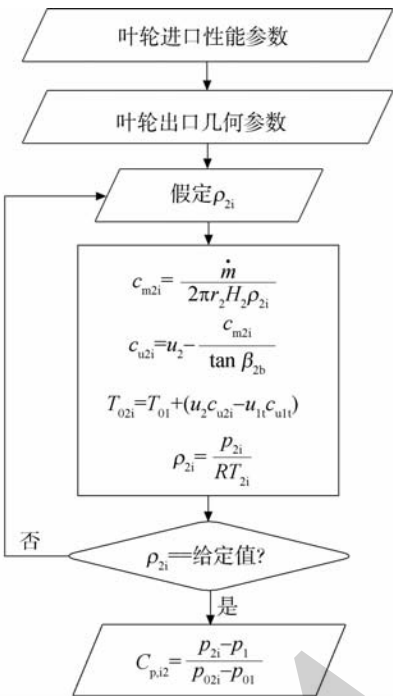


图 2 SEIR 模型理想压力还原系数求解过程

Fig. 2 Solution of ideal pressure recovery coefficient in SEIR model

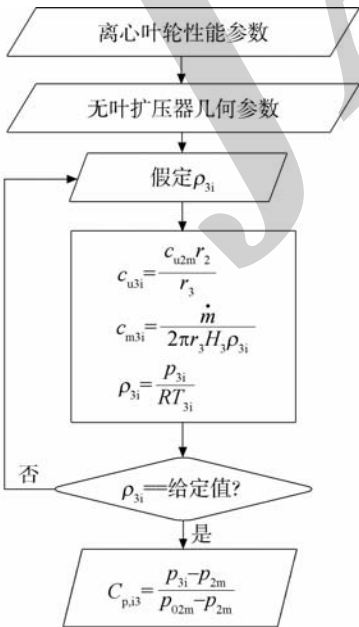


图 3 D_3 理想压力还原系数求解过程

Fig. 3 Solution of ideal pressure recovery coefficient for D_3

通过给定设计工况下系数 η_{03} ,选取合适的数学模型,扩压度 D_3 变工况系数 η_3 计算公式如下。

$$\eta_3 = \eta_{03} - \frac{\pi}{\tan \alpha_{2m}} \lg \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{des}} \right) \tag{5}$$

2 对比验证

2.1 计算流程

单级离心压缩机主要包括叶轮、扩压器和蜗壳三大部件,而扩压器又可以分为无叶扩压器和有叶扩压器,为避免有叶扩压器不同叶型对研究结果的影响,本文主要实现对叶轮和无叶扩压器性能计算。

2.1.1 离心叶轮性能计算

离心叶轮性能计算流程如图 4 所示,采用两区域模型,本文利用 MATLAB 进行编程求解。首先根据给定的热力学参数、几何参数、流量和转速等计算进口气动参数。在进口计算过程中,为了提高计算的准确性,考虑叶片厚度堵塞因数的影响,通过给定叶片厚度分布,求解获得。本文在计算过程假设叶片厚度从轮盘到轮盖为线性分布,即 $t_{1r}=t_{1t}r_{1t}/r$ 。

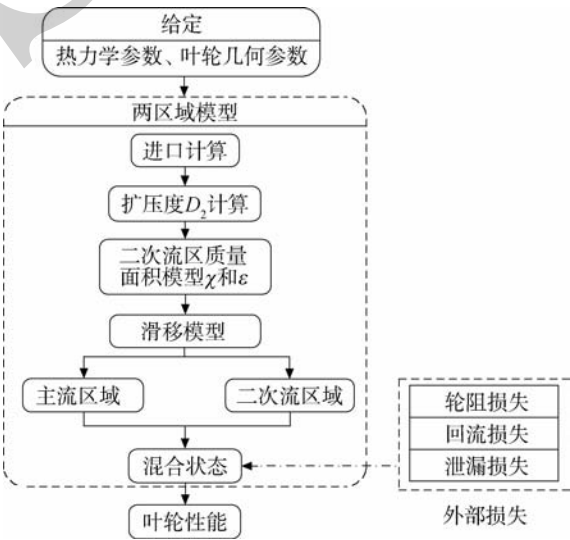


图 4 两区域模型计算流程

Fig. 4 Flow chart of two-zone model solution

进口计算结束后,在扩压度、二次流区质量面积模型^[2]和滑移模型^[10]的基础上,对主流、二次流区域分别计算,并结合外部损失模型(轮阻^[11]、回流^[2]和泄漏^[12]),得到混合状态气动参数,公式如文献[13]所示。本文中所用的回流损失模型在文献[2]的基础上有所改进,设计点系数根据文献[14]中所给的公式求出,具体计算公式如下。

$$b_1 = 8 \times 10^{-5} \sinh[3.5(90 - \alpha_2)^3] D_f^2 / u_2^2$$
$$\dot{m} = \dot{m}_{\text{des}} \tag{6}$$
$$c_1 = \begin{cases} k_1 & \dot{m} / \dot{m}_{\text{des}} \leq 1 \\ k_2 & \dot{m} / \dot{m}_{\text{des}} > 1 \end{cases} \tag{7}$$
$$\Delta h_{\text{rc}} = [c_1 (\dot{m} / \dot{m}_{\text{des}} - 1)^2 + b_1] u_2^2 \tag{8}$$

式中 D_f 为扩压因子, k 为经验系数。

2.1.2 无叶扩压器性能计算

无叶扩压器属于静止部件,没有能量输入输出,即流体总温保持不变;扩压器内部只存在总压损失,压力能转变为内能,即 $\Delta h_{\text{ve}} = c_p (T_3 - T_{3s})$ 。通过输入参数 χ_3 和 μ_3 ,其中 μ_3 为动量矩滑移因子,反映流体动量矩由于摩擦作用损耗的程度,之后对主流、二次流区域分别计算,并结合无叶扩压器内部流动特性,得到混合状态气动参数,整个计算流程如图 5 所示。

2.2 实验结果验证

本文采用改进的两区域模型对四台不同几何结构和性能指标的离心压缩机(表 1)设计转速下整级性能进行预测,并与实验数据以及 TEIS 模型计算结果进行对比验证(图 6 所示),其中 TEIS 模型计算结果引自文献[13]。等熵效率及总压比无量纲偏差值计算如下:

$$\text{无量纲偏差值} = \frac{|\text{计算值} - \text{实验值}|}{\text{实验值}} \times 100\%$$
$$\tag{9}$$

无量纲流量^[15]计算如下:

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} a_{c01} \pi r_2^2}$$
$$\tag{10}$$

从图 6 中可以看出,在等熵效率预测上,与 TEIS 模型相比,SEIR 模型预测结果与实验结果偏差较小,且预测最大值对应的流量与实验值吻合较好,曲线趋势更为接近;在总压比预测上,TEIS 模型预测结果在设计转速下其趋势接近直线,而 SEIR 模型则更接近实验结果。

1) Eckhardt O

Eckhardt O 为一径向叶轮,由于文献[13]所给出的滑移模型并不适用,导致 TEIS 模型和 SEIR 模型总压比预测结果较实验数据均偏差较大(图 7 所示);但在等熵效率的预测上,SEIR 模型预测结果偏差较小,基本在 2% 以内,最大偏差出现在堵塞工况点附近。

2) Eckhardt A

Eckhardt A 为一后弯角 30° 叶轮,由图 8 可以看出,与 TEIS 模型相比,设计转速下 SEIR 模型预测的等熵效率与实验数据更为接近,偏差在 2% 以内;而在总压比预测上,与实验数据偏差在

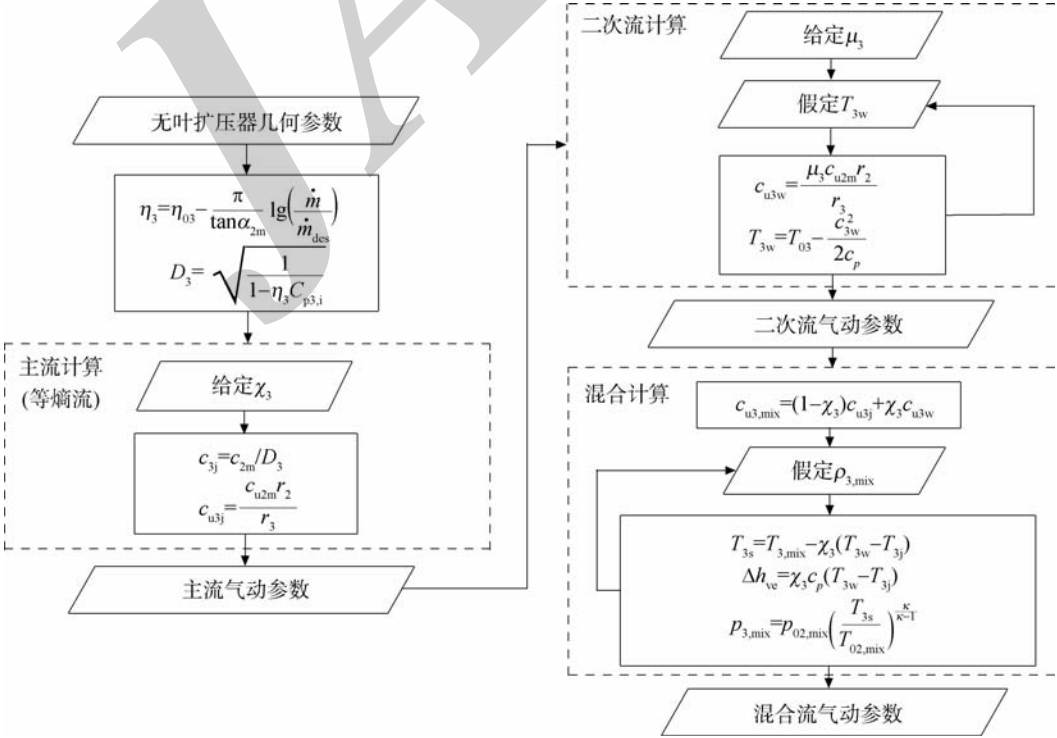


图 5 无叶扩压器性能计算流程

Fig. 5 Flow chart of vaneless diffuser performance solution

表 1 离心压缩机几何结构和性能指标数据表

Table 1 Data of geometry and performance of centrifugal compressor

参数		Eckhardt O ^[16]	Eckhardt A ^[17]	McKain ^[18]	Came ^[19]
进口状态	p_{01}/kPa	101.3	101.3	101.3	101.3
	T_{01}/K	288	288	305	288
设计指标	$N_{\text{des}}/(\text{r/min})$	14 000	14 000	21 800	40 000
	$\dot{m}_{\text{des}}/(\text{kg/s})$	5.32	4.54	4.54	1.83
	π_{des}	2.2	1.9	4.0	8.0
几何参数	r_{1h}/mm	45	60	41.37	30.48
	r_{1t}/mm	140	140	104.95	67.3
	$\beta_{1h}/(^{\circ})$	57.12	49.93	50.83	58.64
	$\beta_{1t}/(^{\circ})$	26.75	27	33.46	36.19
	r_2/mm	200	200	215.2	137.4
	H_2/mm	26	26	17.05	5.81
	$\beta_{2b}/(^{\circ})$	90	60	40	60
	Z_{full}	20	20	15	17
	Z_{split}	0	0	15	17
	λ/mm	0.5	0.5	0.5	0.5
	r_3/mm	338	338	363	145.6
	H_3/mm	26	26	17.05	5.81
输入参数	η_{02}	0.9	0.95	1.05	0.9
	k_1	0.45	0.1	0.5	0.5
	k_2	0.1	0.2	0.75	0.75
	η_{03}	0.7	0.7	0.6	0.7
	χ^3	0.05	0.15	0.25	0.2
	μ_3	0.9	0.9	0.8	0.95

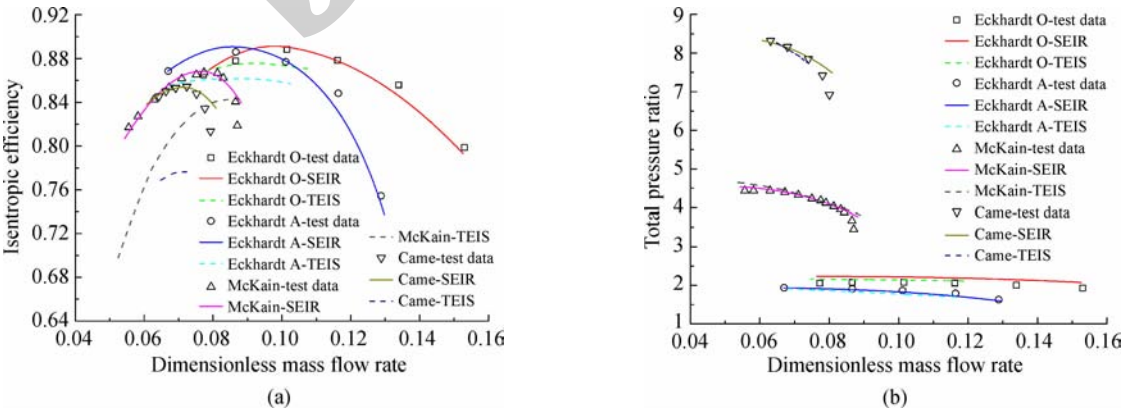


图 6 不同模型下性能预测和实验结果对比

Fig. 6 Comparison of performance prediction among models and experiments

4% 以内,但在堵塞工况点附近偏差较大。

3) McKain

McKain 为一后弯角达到 50° 叶轮,如图 9 所示,在等熵效率上,SEIR 模型预测结果与实验数

据偏差基本在 4% 以内,最大偏差发生在堵塞工况附近;同时,SEIR 模型所预测的总压比与实验数据吻合较好,偏差基本在 5% 以内,最大偏差同样发生在堵塞工况附近。

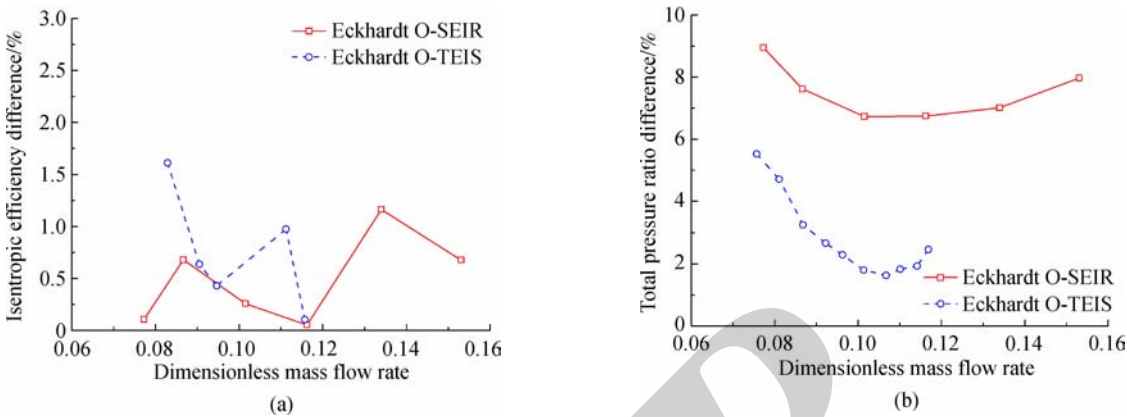


图 7 Eckhardt O 叶轮性能预测和实验结果偏差

Fig. 7 Difference between performance prediction and experiment results of Eckhardt O impeller

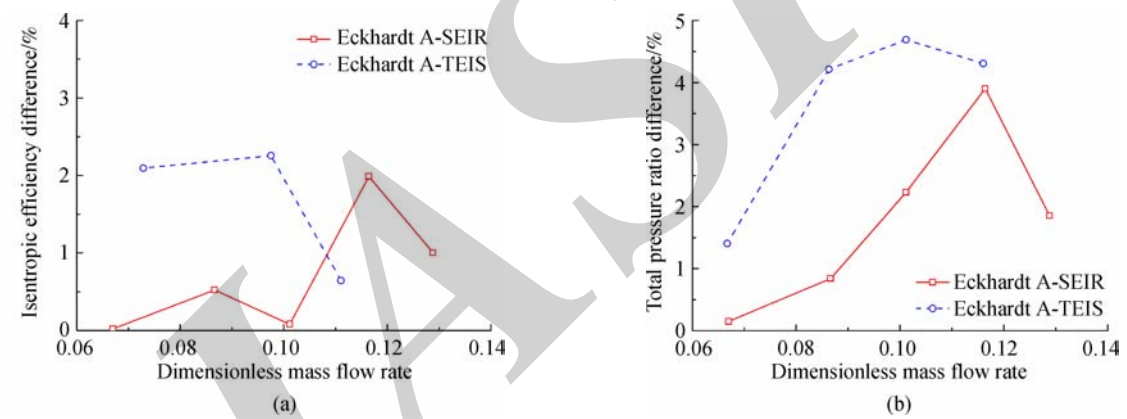


图 8 Eckhardt A 叶轮性能预测和实验结果偏差

Fig. 8 Difference between performance prediction and experiment results of Eckhardt A impeller

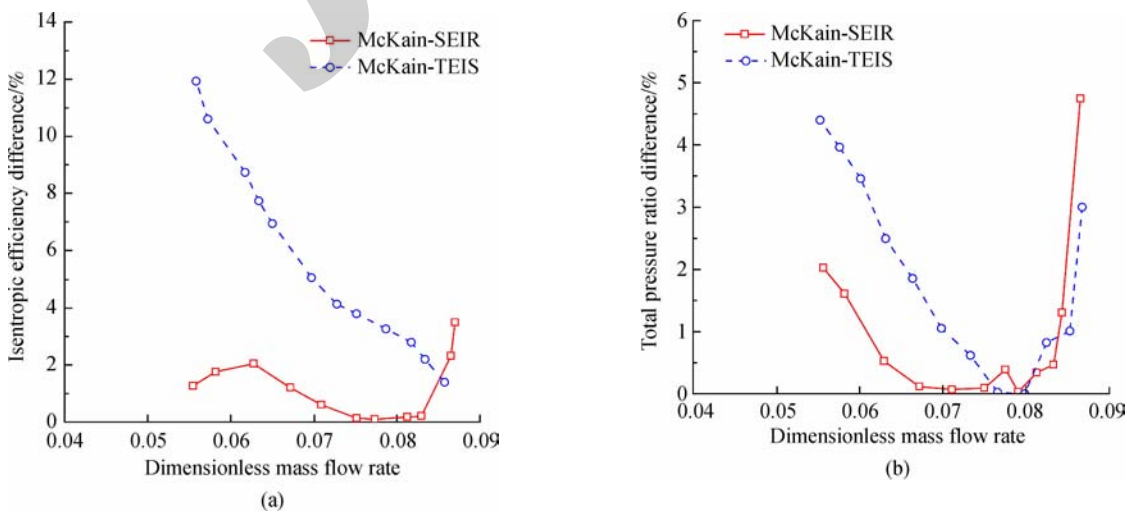


图 9 McKain 叶轮性能预测和实验结果偏差

Fig. 9 Difference between performance prediction and experiment results of McKain impeller

4) Came

Came 叶轮设计转速达到 40 000 r/min,为一跨声速叶轮,从图 10 中可以看出,SEIR 模型预测的等熵效率与实验数据吻合较好,偏差基本在 4% 以内,最大偏差发生在堵塞工况附近;在总压比预测上,SEIR 模型预测结果与实验数据偏差基本在 3% 以内,在堵塞工况附近偏差较大。

随着流量的增加,叶轮进口冲角逐渐减小并变为负值,此时气流在叶片压力面侧逐渐出现流动分离,使得流道的扩压度减小,导致出口压力逐渐降低。在阻塞工况点附近,叶轮喉部逐渐达到声速,带来额外的激波损失。而两区域模型在预测过程中,所使用的损失模型并未考虑激波损失,

导致预测结果偏差较大。

3 结 论

为了提高离心压缩机一维预设计中性能预测的准确性,本文针对离心叶轮和无叶扩压器分别提出一种扩压度计算模型,并结合两区域模型提出一种无叶扩压器性能预测方法,之后和文献中已有的实验结果进行验证,得到如下主要结论:

- 1) 额外考虑到外界的能量输入和叶轮旋转效应,对两区域模型中 TEIS 模型进行改进,有效减少对工程经验的依赖性。
- 2) 改进的两区域模型可以实现不同压比、不同后弯角的离心压缩机性能预测,总体预测精度较高,与实验数据偏差在 4% 以内,对径向叶轮预测存在一定偏差。
- 3) 改进的两区域模型在堵塞工况点附近精度下降,有待进一步完善。

参考文献:

[1] 马平,田晓沛,单鹏. 离心压气机通流反问题的损失模型研究[J]. 航空动力学报,2009,24(4):858-866.
MA Ping, TIAN Xiaopei, SHAN Peng. Loss model application study in the through-flow inverse design approach for centrifugal compressors[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4): 858-866. (in Chinese)

[2] JAPIKSE D. Centrifugal compressor design and performance[M]. Wilder, US: Concepts ETI Incorporated, 1996.

[3] DEAN R C, SENOO Y. Rotating wakes in vaneless diffusers[J]. Journal of Fluids Engineering, 1960, 82(3): 563-570.

[4] ECKARDT D. Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1975, 97(3): 337-345.

[5] JOHNSON M W, MOORE J. The development of wake flow in a centrifugal impeller[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1980, 102(2): 382-389.

[6] GU F, THILGES C, CAMBIO M. Extracting two-zone model parameters for centrifugal compressor design[R]. ASME Paper GT2010-22506, 2010.

[7] 徐忠. 离心式压缩机原理[M]. 北京:机械工业出版社, 1988.

[8] STANITZ J D. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial- and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change[R]. NACA-TN-2610, 1952.

[9] YOON S, BAEK J H. A sensitivity analysis of centrifugal compressors' empirical models[J]. Korean Society of Mechanical Engineers International Journal, 2001, 15(9): 1292-1301.

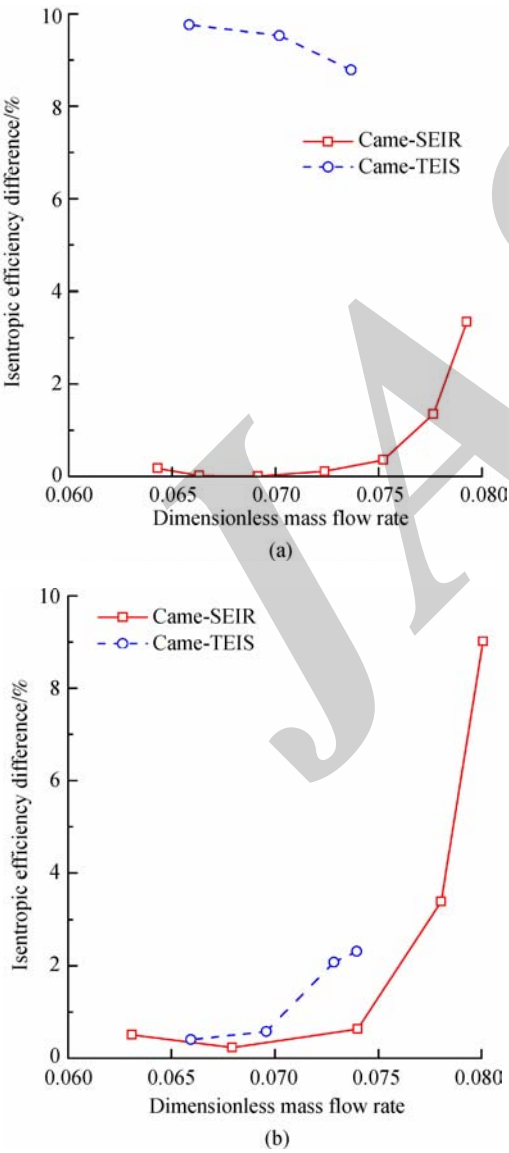


图 10 Came 叶轮性能预测和实验结果偏差

Fig. 10 Difference between performance prediction and experiment results of Came impeller

[10] OH H, YOON E, CHUNG M. Systematic two-zone modeling for performance prediction of centrifugal compressors [J]. Journal of Power and Energy, 2002, 216(1): 75-87.

[11] DAILY J W, NECER E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. Journal of Fluids Engineering, 1960, 82(1): 217-230.

[12] 杨策, 马朝臣, 老大中. 一种离心压气机性能仿真数学模型 [J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 357-360.
YANG Ce, MA Chaochen, LAO Dazhong. Mathematical model to simulate centrifugal compressor performance in design and off-design regimes [J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 357-360. (in Chinese)

[13] BRITTON I, GAUTHIER J D. Performance prediction of centrifugal impellers using a two-zone model [R]. ASME Paper GT2008-51530, 2008.

[14] OH H W, YOON E S, CHUNG M. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors [J]. Journal of Power and Energy, 1997, 211(4): 331-338.

[15] WHITFIELD A. Non-dimensional aerodynamic design of a centrifugal compressor impeller [J]. Journal of Power and Energy, 1991, 205(4): 257-268.

[16] ECKARDT D. Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal-compressor impeller [J]. Journal of Fluids Engineering, 1976, 98(3): 390-402.

[17] KLAUSNER E, GAMPE U. Evaluation and enhancement of a one-dimensional performance analysis method for centrifugal compressors [R]. ASME Paper GT2014-25141, 2014.

[18] MCKAIN T F, HOLBROOK G J, MCKAIN T F, et al. Coordinates for a high performance 4 : 1 pressure ratio centrifugal compressor [R]. NASA-CR-204134, 1997.

[19] CAME P. The development, application and experimental evaluation of a design procedure for centrifugal compressors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1978, 192(1): 49-67.

(编辑: 陈 越)