

离心压缩机尺寸效应修正模型

任昊^{1,2}, 罗金平¹, 牛大勇², 孙玉莹², 刘立军¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 沈阳鼓风机集团股份有限公司, 110869, 沈阳)

摘要: 针对离心压缩机在模化设计中因尺寸效应导致产品级相对于基准级的性能偏移难以定量预测的难题,提出一种可对模化设计中效率和流量系数偏移进行定量预测的离心压缩机尺寸效应修正模型,该模型包括效率修正模型和流量系数修正模型两部分。首先,基于边界层理论对离心级的黏性损失进行分析,提出基准级黏损比函数的概念,进而推导出效率修正方程的基本形式;接着通过数值模拟获得基准级黏损比函数的具体表达,从而完善效率修正方程,以预测模化设计中产品级相对于基准级效率的偏移;然后,通过引入边界层的影响对流动收缩效应模型进行改进,从而理论推导出流量系数修正方程,以预测模化设计中产品级相对于基准级流量系数的偏移量。该尺寸效应修正模型不仅可以准确预测模化设计中离心压缩机的性能偏移,且与现有的修正模型相比,具有更强的理论基础,修正方程具有鲜明的物理直观性,大大减少了对经验因素的依赖。采用该效率修正模型对流量系数分别为 0.068 和 0.15 的两个三元离心级的模化实验进行预测,结果表明,产品级相对于基准级效率偏移量的预测值与实测值之间的相对偏差在 9% 以内,产品级效率的预测值与实测值之间的相对偏差在 0.2% 以内;采用该流量系数修正模型对流量系数分别为 0.065 和 0.085 的两个三元离心级的模化数值模拟进行预测,结果表明,产品级高效点流量系数的预测值与数值计算值的相对偏差在 1% 以内。

关键词: 离心压缩机;模化设计;尺寸效应;效率;流量系数

中图分类号: TH452 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202110011 **文章编号:** 0253-987X(2021)10-0096-10



OSID 码

A Correction Model of Centrifugal Compressor Scale Effects

REN Hao^{1,2}, LUO Jinping¹, NIU Dayong², SUN Yuying², LIU Lijun¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Shenyang Blower Group Co. Ltd., Shenyang 110869, China)

Abstract: In order to solve the problem that it is difficult to quantitatively predict the performance deviation of the product stage relative to the base stage due to the scale effects in the scaling design of the centrifugal compressor, a modified model for scale effects of centrifugal compressor that can quantitatively predict the deviation of the efficiency and flow coefficient in the scaling design is proposed. The model includes two parts: an efficiency correction model and a flow coefficient correction model. Firstly, based on the boundary layer theory, the viscosity loss of the centrifugal stage is analyzed, and the concept of the base stage viscosity-loss ratio function is proposed, then the basic form of the efficiency correction equation is derived. After that, the efficiency correction equation is improved by obtaining the specific expression of the base stage

viscosity-loss ratio function through numerical simulation in order to predict the deviation of the efficiency of the product stage relative to the base stage in the scaling design. Next, by introducing the influence of the boundary layer, the model of flow path shrinkage effect is improved, and the flow coefficient correction equation is theoretically derived to predict the deviation of the flow coefficient of the product stage from the base stage in the scaling design. The scale effects correction model can not only accurately predict the performance deviation of the centrifugal compressor in the scaling design, but also has a stronger theoretical basis than the existing correction models. The correction equation has a distinct physical intuition and greatly reduces dependence on empirical factors. The efficiency correction model is used to predict the scaling experiments of two ternary centrifugal stages with flow coefficients of 0.068 and 0.15. The results show that the relative deviation between the predicted value and the measured value of the product stage efficiency offset from the base stage is less than 9%, and the relative deviation between the predicted value and the measured value of the product stage efficiency is less than 0.2%. The flow coefficient correction model is used to predict the scaling numerical simulation of two ternary centrifugal stages with flow coefficients of 0.065 and 0.085. The results show that the relative deviations between the predicted values to the product stage high-efficiency point flow coefficient and the numerically calculated values are within 1%.

Keywords: centrifugal compressor; scaling design; scale effects; efficiency; flow coefficient

工程实际中,离心压缩机常通过模化法来设计。模化法的理论基础为相似理论,完全相似条件包括几何相似、运动相似、动力相似及热力相似。现实中,产品离心级与基准离心级的雷诺数不同,导致二者不满足完全动力相似,尤其当雷诺数小于临界雷诺数时,流动未进入自动模化区,此时雷诺数的不同引起的性能偏差相当显著。同时,密封间隙、叶顶间隙、叶片厚度、表面粗糙度等很难满足完全几何相似,也会导致产品级与基准级之间存在性能偏差。由于以上完全相似条件无法严格满足,因此由基准级模化缩放而得到的产品级的气动性能与基准级不完全相同。模化设计中,产品级与基准级之间的这种性能偏差被称为离心压缩机的尺寸效应。因此,研究离心压缩机尺寸效应并对其进行修正,具有重要意义。由于叶片厚度只有在少数情况下不满足完全几何相似,而密封间隙、叶顶间隙偏离几何相似的程度并无固定的规律可循,需要根据转子动力学计算结果以及轴承间隙等具体结构参数来确定。因此,为使研究更具普遍性,本文以雷诺数和粗糙度为两大主要因素来研究并修正离心压缩机的尺寸效应。

目前,针对离心压缩机性能尺寸效应,文献[1-9]通过性能实验观测、计算流体动力学(CFD)等手段进行了定性研究。而关于离心压缩机性能尺寸效应的定量修正研究^[10-17]主要包括:1955年Pfleider-

er通过类比光滑圆管充分发展流动实验给出了雷诺数引起离心压缩机效率偏移的经验修正公式^[10];2011年,Casey和Robinson通过类比粗糙平板流动实验,提出了雷诺数及相对粗糙度引起离心压缩机效率及流量系数偏移的经验修正公式^[12]。2013年,Pelz和Stonjek通过离心压缩机性能实验数据及类比粗糙圆管流动实验,拟合出了效率修正公式,然后通过效率主曲线假设,得到了流量系数修正公式^[13]。

综上,目前对于离心压缩机尺寸效应的定量修正研究偏少,已有的研究多将离心级内的流动简化类比为圆管或平板流动,从而得到性能修正公式的基本形式,再通过有限的实验来测定公式中的经验系数。通过以上方法获得的修正公式缺乏物理直观性,相关经验系数物理含义不明确。为此,本文将直接以离心级为研究对象,主要考虑雷诺数和相对粗糙度对离心压缩机性能的影响,提出修正模型,以理论推导为主要手段,获得离心压缩机模化设计中效率及流量系数修正方程,并赋予修正系数明确的物理意义,从而减少对经验因素的依赖。

1 理论分析及修正模型

产品级效率及其对应的基准级效率分别用 η 和 η_m 表示,其中下标m表示基准级。雷诺数和相对粗糙度引起的效率偏移分别用修正因子 θ_1 与 θ_2 来表示。当仅考虑雷诺数的影响时,产品级效率 η_1 与对

应的基准级效率 η_m 满足

$$\eta_1 = \theta_1 \eta_m \quad (1)$$

当仅考虑相对粗糙度的影响时,产品级效率 η_2 与对应的基准级效率 η_m 满足

$$\eta_2 = \theta_2 \eta_m \quad (2)$$

当同时考虑二者的影响时,产品级效率 η 与对应的基准级效率 η_m 满足

$$\eta = \theta_1 \theta_2 \eta_m \quad (3)$$

1.1 离心压缩机模化设计中的效率偏移

首先,我们针对雷诺数引起的效率偏移(即修正因子 θ_1)进行研究。由于雷诺数主要表征流动受黏性影响的大小,因此可以将离心级中的能量损失分为黏性损失和非黏性损失 2 大类,其中由于流体黏性而产生的能量损失总和称为黏性损失(如轮阻损失、涡流损失等),而除此之外的能量损失总和称为非黏性损失(如泄漏损失、部分激波损失等)。然而,离心级中的实际流场十分复杂,有诸如分离涡、激波等复杂流动结构,难以直接从理论上进行严格的数学推导,为此本文提出如下 2 个简化假设:

(1)离心级在模化前后,级中的黏性损失不随总功耗等比例变化,非黏性损失随总功耗近似等比例变化;

(2)离心级中所有黏性损失均存在于边界层内,边界层内流体不可压。

在此假设下,构造一组满足相似条件且进口状态相同的产品级与基准级,特征尺寸分别为 L 和 L_m ,其模化比为 L/L_m ,雷诺数分别为 Re 和 Re_m 。对于这样一组产品级与基准级,由相似条件及透平压缩机欧拉方程可得

$$\frac{W_{th}}{W_{th,m}} = \left(\frac{L}{L_m}\right)^2 \quad (4)$$

式中, W_{th} 和 $W_{th,m}$ 分别为产品级与基准级的理论功。结合假设(1),又考虑到离心级的总功耗主要为理论功,近似有关系

$$\frac{W}{W_m} = \frac{W_{n-vis}}{W_{n-vis,m}} = \left(\frac{L}{L_m}\right)^2 \quad (5)$$

式中: W 和 W_m 分别为产品级与基准级的总功耗; W_{n-vis} 和 $W_{n-vis,m}$ 分别为对应的非黏性损失。由于边界层相对于流体域足够薄,边界层内的流体质点距离壁面足够近,因此可近似地将离心级流道壁面上任一面积元 dS 处的边界层流动等同于无限大不可压缩平板边界层流动。边界层厚度为 δ ,由无限多层流质单元构成,主流速度用 U 表示,层内表观动力黏性系数为 μ ,并假设层内的速度分布为二次抛

物线形式。利用牛顿内摩擦定律积分得出面积元 dS 处对应的边界层内的黏性耗散功率 P 为

$$P = \frac{4}{3} \mu \frac{U^2}{\delta} dS \quad (6)$$

考虑到不可压缩平板边界层 Navier-Stokes 方程中黏性项与惯性项量级相等,因此有

$$\frac{\delta}{\delta_m} = \sqrt{\frac{L}{L_m}} \quad (7)$$

式中, δ 和 δ_m 分别为产品级与基准级的边界层厚度。联立式(6)和式(7),结合几何相似条件可得

$$\frac{W_{vis}}{W_{vis,m}} = \left(\frac{L}{L_m}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (8)$$

式中: W_{vis} 和 $W_{vis,m}$ 分别为产品级与基准级的黏性损失。

定义:基准级中的黏性损失在其总功耗中的占比为基准级的黏损比函数 X_m ,表示为

$$X_m = \frac{W_{vis,m}}{W_m} \quad (9)$$

联立式(1)(5)(8)及式(9),并结合效率的物理含义可得

$$\theta_1 = 1 + \frac{X_m}{\eta_m} \left(1 - \sqrt{\frac{L_m}{L}}\right) \quad (10)$$

综上,式(10)即为本文得到的离心压缩机模化设计中由于雷诺数不同而引起的效率偏移修正因子 θ_1 的表达式。由式(10)可知:当模化比 L/L_m 大于 1 时,产品级效率高于基准级;反之,产品级效率低于基准级,这与定性研究结果相符合^[1-9],初步显示了本修正模型的合理性。由本文定义的基准级黏损比函数 X_m 的物理含义,可将其表示为基准级的流量系数 ϕ_m 与叶轮出口直径 D_m 的二元函数 $X_m = X_f(\phi_m, D_m)$,其具体形式可以由实验研究或者数值计算获得。若采用实验研究,实验量及成本巨大。因此,本文将利用数值模拟获得基准级黏损比函数 X_m 的具体表达式。

对于修正因子 θ_2 的确定,将通过后文的数值模拟计算,得到在雷诺数不变的情况下,不同相对粗糙度引起的离心级效率缩放比例 η_2/η_m ,进而拟合出修正因子 θ_2 的具体表达式。

1.2 离心压缩机模化设计中的流量系数偏移

当流体通过一根内壁粗糙的圆管通道时,内部流场的情况如图 1a 所示,由于实际壁面的粗糙元往往非常密集,因此相邻两粗糙元之间的流体被截留形成细小旋涡,粗糙元上方通过的流体跟被截留流体之间仅有少量动量交换,基本上无质量交换。所以粗糙度对通道内流动的阻塞作用,可等效为缩小

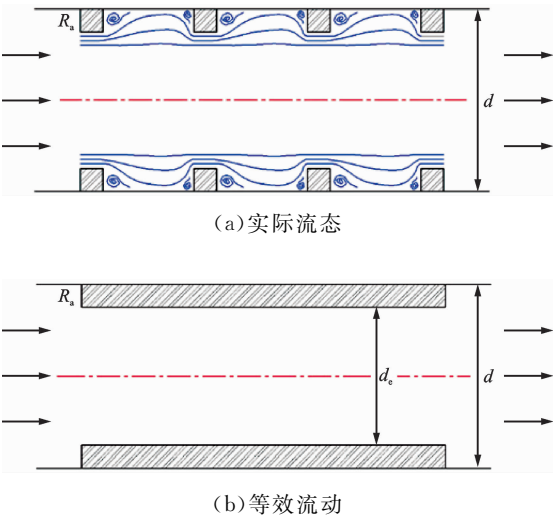


图 1 流道收缩效应模型

Fig. 1 The model of flow path shrinkage effect

流道流通直径,如图 1b 所示。这就是清华大学杜东兴博士与过增元院士于 2000 年提出的流道收缩效应模型^[18],他们估计流道实际通流直径相对于流道几何直径 d 的减小量为粗糙元高度 R_a 的 2 倍,即等效通流直径为

$$d_e = d - 2R_a \tag{11}$$

上述模型只考虑了粗糙度对通流的阻塞影响,没有考虑黏性边界层对通流能力的影响。为此,本文在原模型基础上,同时考虑黏性边界层对流动产生的阻塞效应,改进了流道收缩效应模型,如图 2 所示,则等效通流直径为

$$d_e = d - 2R_a - 2\delta^* \tag{12}$$

在二次抛物线速度分布假设下,边界层排挤厚度 δ^* 为

$$\delta^* = \frac{\delta}{3} \tag{13}$$

同时考虑了粗糙度和黏性边界层影响的等效通流直径 d_e 为

$$d_e = d - 2R_a - \frac{2\delta}{3} \tag{14}$$

对离子压缩机而言,用离心级入口截面的水力直径 d 来表征其流道几何直径。引入流量系数来

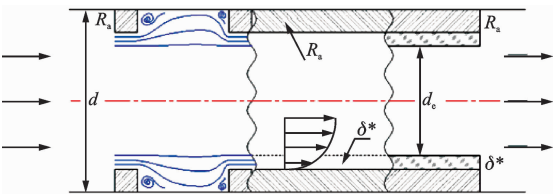


图 2 流道收缩效应改进模型

Fig. 2 The improved model of flow path shrinkage effect

表征离心级通流能力的大小,定义离心级流量系数 ϕ 为

$$\phi = \frac{Q_v}{0.25\pi D^2 u} \tag{15}$$

式中: Q_v 为离心级入口体积流量; D 为叶轮出口直径; u 为叶轮出口圆周速度。对此组产品级与基准级(前文 1.1 小节中构造),显然有

$$\frac{Q_v}{Q_{v,m}} = \left(\frac{d_e}{d_{e,m}} \right)^2 \tag{16}$$

式中: Q_v 和 $Q_{v,m}$ 分别为产品级与基准级的入口体积流量, d_e 和 $d_{e,m}$ 分别为产品级与基准级的等效通流直径。

联立式(7)(14)(15)及式(16),结合离心压缩机相似条件,可得模化设计中离心压缩机流量系数的修正方程为

$$\frac{\phi}{\phi_m} = \frac{\left[d_m - 2 \left(\frac{L_m R_a}{L} + \frac{1}{3} \delta_m \sqrt{\frac{L_m}{L}} \right) \right]^2}{\left[d_m - 2 \left(R_a + \frac{1}{3} \delta_m \right) \right]^2} \tag{17}$$

式中: ϕ 和 ϕ_m 分别为产品级与基准级的流量系数; δ_m 为基准级流道内边界层名义厚度; d 和 d_m 分别为产品级与基准级入口截面的水力直径;产品级与基准级具有相同的粗糙度 R_a 。

由式(17)可知:当模化比 L/L_m 大于 1 时,有 $\phi > \phi_m$,即产品级的通流能力大于基准级;反之,产品级的通流能力小于基准级。

2 数值计算

2.1 雷诺数引起的性能尺寸效应

2.1.1 数值模型与计算条件 如图 3 所示,本文采用的几何模型为三元离心级,由离心叶轮、扩压器、弯道、回流器这 4 大主要部分构成。计算中采用了流量系数不同的 6 组模型级,分别编号为 1、2、3、4、5、6 号模型级,针对每组模型级分别计算 6 个不同

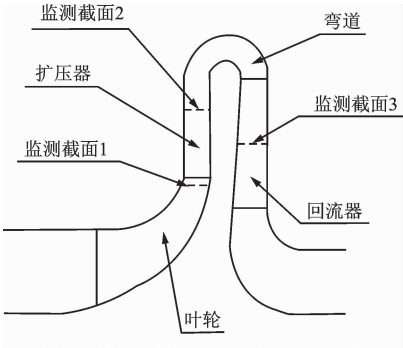


图 3 离心级结构

Fig. 3 Structure of centrifugal stage

叶轮出口直径 D , 分别为 200、300、400、500、600、800 mm, 各不同叶轮出口直径下的工况互为相似。以上计算对应的模化比范围为: 0.25~4.0。

本文采用 NUMECA FINE/TURBO 对离心级进行单通道定常数值模拟, 采用 S-A 湍流模型, 数值求解三维雷诺平均 N-S 方程。S-A 湍流模型, 具有求解量小、计算准确度高等优点^[19]。空间项使用二阶精度的中心差分格式, 并采用完全多重网格技术加快计算收敛。计算域网格为全结构化三维网格, 如图 4 以 $D=500$ mm 的 1 号模型级为例, 给出了网格示意图。对靠近壁面区域的网格进行加密处理, 其中靠近壁面的第一层网格厚度均设为 0.005 mm, 以保证能捕获边界层内部的流动状况。压缩工质为空气, 入口设置为轴向进气, 入口空气状态设定滞止温度为 30℃、滞止压力(总压)为 1×10^5 Pa; 固壁边界均设置为光滑、绝热、无滑移边界, 出口条件设为定质量流量。所有工况经过 4 000 步以上的迭代计算, 当全局残差小于 10^{-4} 量级, 进出口质量流量相对误差均小于 0.1%, 效率、压比曲线趋于恒定时, 认为计算达到了收敛^[20]。



图 4 模型网格
Fig. 4 Generated grid of the model

2.1.2 模型验证 本文以 $D=500$ mm 的 1 号模型级为例, 做了网格无关性验证并与实验进行对比, 如图 5 所示。可以看出, 当网格节点数 N 大于 360

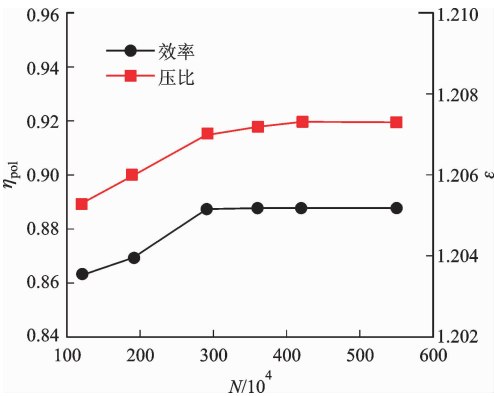


图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Verification of grid independence

$\times 10^4$ 后, 多变效率 η_{pol} 与压比 ϵ 趋于定值, 认为满足网格无关。为节省计算成本, 其余尺寸级的网格节点数依此进行适当调整。如图 6 所示, 可以看出压比、效率的计算值和实验值在趋势上吻合较好, 计算曲线的高效点流量系数与实验值也相符, 且高效点附近的压比及效率相对误差均在 4% 以内, 因此, 本文的数值建模和计算结果是可靠的。

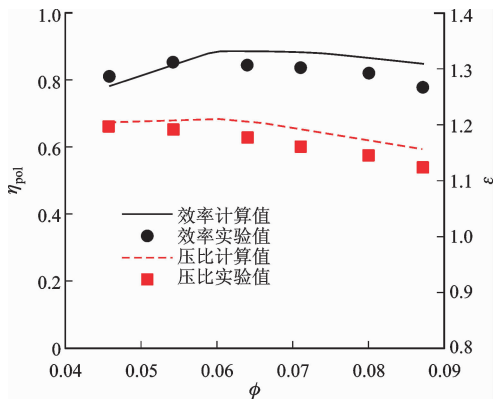


图 6 计算值与实验值比较

Fig. 6 A comparison between calculated values and measurements

2.1.3 计算结果 图 7 为 1 号模型级在不同叶轮出口直径 D 下的多变效率计算曲线。可以看出向大尺寸模化时, 效率曲线呈现上移规律, 其余 5 组模型级规律类似。同时计算得 1~6 号模型级的高效点流量系数 ϕ_h 如表 1 所示。

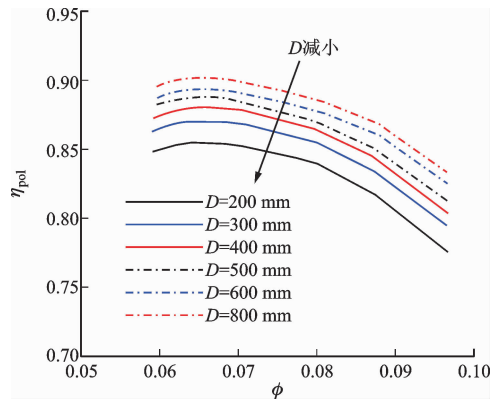


图 7 1 号模型级多变效率曲线

Fig. 7 Polytopic efficiency curves of model 1

图 8 以 1 号、3 号及 6 号模型级为例, 给出了不同参数模型级尺寸效应的对比, 可以看出: 小流量系数级, 效率随尺寸变化更明显; 对于同一组模型级, 小尺寸级的效率偏移更显著。这是因为小流量系数级的流道更狭窄, 边界层相对更厚, 因而尺寸效应更明显; 小尺寸级的雷诺数更小, 流动受黏性的影响更

表 1 1~6 号模型级的高效点流量系数计算值

Table 1 Calculated values of flow coefficient at high efficiency point of model 1 to 6

编号	1	2	3	4	5	6
ϕ_h	0.065	0.085	0.098	0.116	0.133	0.150

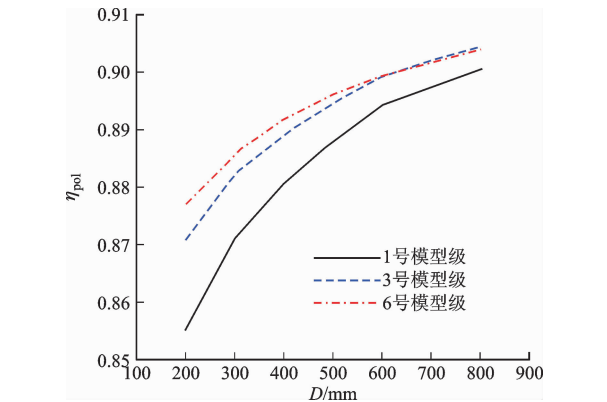


图 8 不同参数模型级尺寸效应的对比
Fig. 8 A comparison of scale effects with different parametric stages

大,因而尺寸效应更明显。这同时印证了前文的理论判断: $X_m = X_m(\phi_m, D_m)$ 。

图 9 以 1 号和 2 号模型级为例,给出了不同尺寸下高效点流量系数变化的情况,可以看出:随着模型级向大尺寸模化,流量系数增大;反之,流量系数减小。

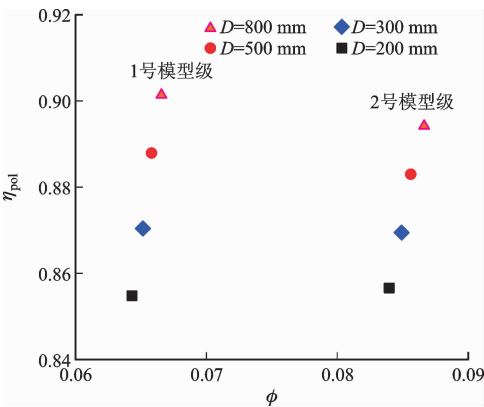
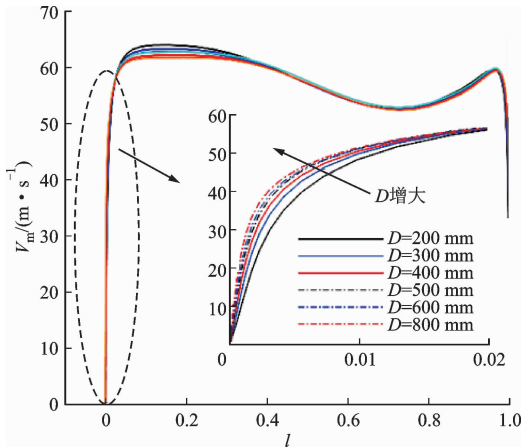
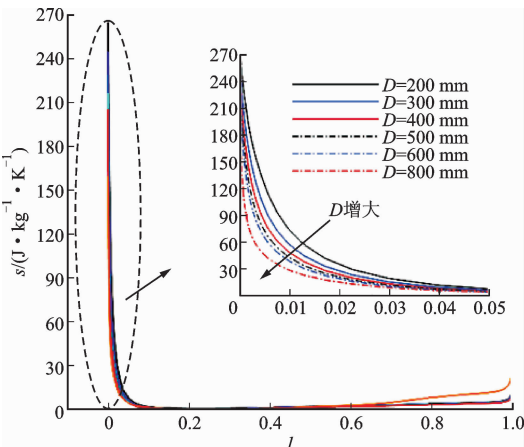


图 9 流量系数的偏移
Fig. 9 Deviations of flow coefficient

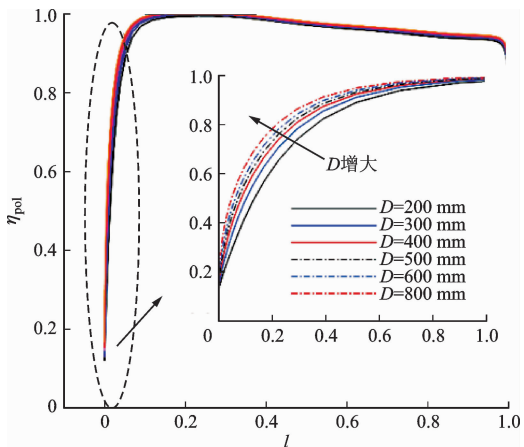
以 1 号模型级为例,在其叶轮出口附近、扩压器、回流器处分别选取了 3 个监测截面(如图 3 所示)。图 10a~10c 分别给出了不同尺寸级叶轮出口处(图 3 中监测截面 1)流道中的子午速度 V_m 、比熵产 s 及多变效率 η_{pol} 随距离轴盘侧壁面的无因次距离 l 变化的分布曲线。由图 10a 可以看出,在近壁



(a) 子午速度



(b) 比熵产



(c) 多变效率

图 10 周向平均参数沿叶轮出口宽度的变化曲线
Fig. 10 Variation curves of circumferentially averaged parameters along the width of impeller outlet

面处速度分布近似抛物线形状,体现出了明显的边界层流态,与前文(1.1 节)中的假设相吻合;且级尺寸越小,边界层相对越厚(边界层厚度 δ 定义为 99% U 处到壁面的距离,从图 10a 估计 δ 约为流道

宽度的 5%),因此级通流能力越小,与图 9 的现象相符合。由图 10b 可以看出,高熵产区在近壁面处,说明级内的不可逆损失主要集中在边界层内,且级尺寸越小,损失相对越大。如图 10c 所示:级尺寸越小,效率越低。对于图 3 中截面 2、3 处也有类似的

规律。

通过以上数值计算得到不同流量系数 ϕ_m 及叶轮出口直径 D_m 的基准级效率 η_m 与对应的产品级效率 η_i ,相应的基准级黏损比函数 X_m 可通过下式计算得出 X_m 的计算值如表 2 所示。

表 2 X_m 的计算值
Table 3 Calculated values of X_m

ϕ_m	X_m					
	$D_m=0.2\text{ m}$	$D_m=0.3\text{ m}$	$D_m=0.4\text{ m}$	$D_m=0.5\text{ m}$	$D_m=0.6\text{ m}$	$D_m=0.8\text{ m}$
0.065	0.089 6	0.075 2	0.066 8	0.061 6	0.056 6	0.045 9
0.085	0.073 3	0.061 0	0.054 2	0.050 5	0.047 3	0.040 4
0.098	0.064 5	0.054 2	0.049 0	0.045 9	0.042 8	0.035 6
0.116	0.057 4	0.050 4	0.045 6	0.042 4	0.038 7	0.032 8
0.133	0.053 1	0.045 6	0.040 0	0.036 9	0.034 2	0.028 7
0.150	0.051 5	0.044 7	0.039 5	0.035 6	0.032 6	0.028 2

$$X_m = (\eta_i - \eta_m)/1 - \sqrt{\frac{L_m}{L}} \tag{18}$$

将黏损比函数 $X_m = X_f(\phi_m, D_m)$ 拟合成二次多项式

$$X_m = a_0 + a_1\phi_m + a_2D_m + a_3\phi_mD_m + a_4(\phi_m)^2 + a_5(D_m)^2 \tag{19}$$

式(19)中各系数的拟合结果如表 3 所示,其中基准级直径 D_m 取国际单位制 m。

表 3 拟合系数
Table 2 Fitting coefficients

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
0.170 3	-1.225 2	-0.136 3	0.329 9	3.508 5	0.054 0

2.2 粗糙度引起的性能尺寸效应

2.2.1 计算模型与计算条件 本节以 1 号模型级为研究对象,叶轮出口直径 D 固定为 500 mm 以保持雷诺数不变,壁面设置不同绝对粗糙度值,以研究相对粗糙度引起的尺寸效应。其中相对粗糙度 R_a^* 为绝对粗糙度 R_a 与离心级叶轮出口直径 D 的比值,即 $R_a^* = R_a/D$ 。计算条件与 2.1 节中保持一致,壁面边界设置粗糙度,采用 NUMECA FINE/TURBO 软件中考虑粗糙度影响的壁面函数来实现^[21]。绝对粗糙度值设置如表 4 所示。计算工况为高效点工况。

2.2.2 计算结果 以绝对粗糙度 R_a 0.2 工况为基准级考虑,定义产品级与基准级相对粗糙度的比值为 R_a^*/R_{am}^* ,计算出不同相对粗糙度下的级效率,进而得出不同 R_a^*/R_{am}^* 下的修正因子 $\theta_2 = \eta_2/\eta_m$ 如表 4

所示。

表 4 θ_2 计算值
Table 4 Calculated values of θ_2

$R_a/\mu\text{m}$	$R_a^*/10^{-7}$	$R_a^* \cdot R_{am}^{*-1} (=L_m/L)$	$\theta_y = \eta_2/\eta_m$
0.2	4	1	1.000 0
0.4	8	2	0.996 1
0.6	12	3	0.993 5
0.8	16	4	0.991 5
1.0	20	5	0.989 3
1.2	24	6	0.988 6
1.4	28	7	0.987 4
1.6	32	8	0.986 3
1.8	36	9	0.985 4
2.0	40	10	0.983 6

利用对数函数将计算得到的修正因子 θ_2 与相对粗糙度比值进行拟合,考虑到模化设计中, $R_a^*/R_{am}^* = L_m/L$,从而得到修正因子 θ_2 与模化比的拟合关系为

$$\theta_2 = -0.007\ln\left(\frac{L_m}{L}\right) + 1 \tag{20}$$

3 修正方程的验证

3.1 效率修正方程的验证

联立式(3)(10)(20)即得到本文提出的在离心压缩机模化设计中由雷诺数与粗糙度共同引起的效率修正方程

$$\eta = \left[1 + \frac{X_m}{\eta_m} \left(1 - \sqrt{\frac{L_m}{L}}\right)\right] \left[-0.007\ln\left(\frac{L_m}{L}\right) + 1\right] \eta_m \tag{21}$$

式中: η_m 为基准级效率; L/L_m 为模化比; X_m 为基准级黏损比函数,具体形式见式(19); η 为修正后的产品级效率。

表 5 给出了效率修正方程预测结果与实验值的对比,具体实验数据为:某高效点流量系数为 0.068 的模型级 A 由 $D=0.85\text{ m}$ 模化至 $D=0.45\text{ m}$ 时,其高效点多变效率由 0.828 偏移至 0.809;某高效点流量系数为 0.15 的模型级 B 由 $D=0.4\text{ m}$ 模化至 $D=0.8\text{ m}$ 时,其高效点多变效率由 0.802 偏移至 0.819。定义效率偏移量为产品级效率与基准级效率之差($\Delta\eta=\eta-\eta_m$),可以看出,针对模型级 A 与模型级 B,效率修正方程所预测出的产品级效率值与实测的产品级效率值之间的相对偏差在 0.2% 以内,所预测出的效率偏移量与实测的效率偏移量之间的相对偏差(定义相对偏差为预测值与实测值之差除以实测值)在 9% 以内,具有较好的修正效果。

表 5 效率修正方程预测值与实测值的对比
Table 5 A comparison of predicted values from efficiency correction equation and measured values

模型级	基准级效率实测值	产品级效率实测值	产品级效率预测值	效率预测值相对误差/%	效率偏移量预测值相对误差/%
A	0.828	0.809	0.807 4	-0.20	+8.42
B	0.802	0.819	0.817 5	-0.18	-8.82

3.2 流量系数修正方程的验证

前文(1.2 节)经理论推导给出了流量系数修正方程式(17)。从图 10a 中看出离心级流道内边界层名义厚度约为水力直径的 5% 左右,即 $\delta_m\sim0.05d_m$ 。本文研究的离心级叶轮出口直径范围为 $0.2\text{ m}<D<0.8\text{ m}$,即 $d_m\sim10^{-1}\text{ m}$,因此 $\delta_m\sim10^{-3}\text{ m}$,而目前国内通常的加工水平获得的粗糙度(粗糙元高度) $R_a\sim10^{-6}\text{ m}$,因此式(17)中各项存在如下关系:

$$\frac{L_m}{L}R_a \ll \frac{1}{3}\delta_m\sqrt{\frac{L_m}{L}} \tag{22}$$

$$R_a \ll \frac{1}{3}\delta_m \tag{23}$$

上式说明,在离心压缩机模化设计中,粗糙度引起的流量系数偏移远小于雷诺数(边界层)的影响,因此略去小量(粗糙度 R_a 项)后,可得到忽略粗糙度影响时的流量系数修正方程为

$$\frac{\phi}{\phi_m} = \left(d_m - \frac{2}{3}\delta_m\sqrt{\frac{L_m}{L}}\right)^2 / \left(d_m - \frac{2}{3}\delta_m\right)^2 \tag{24}$$

由于离心压缩机的性能曲线在高效点附近相当

平缓,且模化设计中流量系数的偏移幅度非常小,流量系数偏移量的精确测量十分困难,因此,本研究尚缺乏相关的实验数据。由 CFD 计算可以相对方便地获得高效点流量系数的偏移量,为此,本文利用 CFD 计算结果对流量系数修正方程进行验证。图 11 给出了由修正方程(24)得到的流量系数预测值(偏移预测曲线)与 CFD 计算结果的对比,图中实验点为 CFD 计算结果,曲线为修正方程预测结果, $L/L_m=1$ 时为基准级。数值计算结果为分别以 $D=200,500,800\text{ mm}$ 时的 1 号和 2 号模型级为基准级,模化至 $D=300,500,800\text{ mm}$ 时的高效点流量系数 ϕ_h 。由图 11 可得:流量系数修正方程的预测结果与数值计算结果基本吻合,在 0.25~4.0 模化比范围内预测出产品级高效点流量系数与实测值之间相对偏差在 1% 以内。

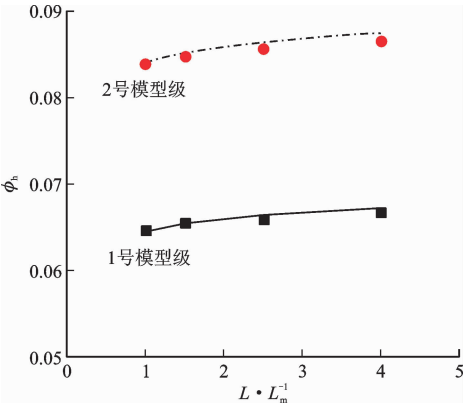


图 11 流量系数预测值与计算值比较
Fig. 11 A comparison of predicted values of discharge coefficient and calculated values

4 结 论

本文以离心级为研究对象,通过理论分析提出了一种新的效率偏移效应修正模型;同时引入边界层的影响,进一步发展了流道收缩效应模型对流量系数进行修正。由理论及数值模拟研究,给出了离心压缩机模化设计中的尺寸效应修正方程,并得出:模化设计中离心压缩机效率的偏移主要由雷诺数及粗糙度两方面因素引起;而流量系数(通流能力)的偏移则主要由雷诺数引起,粗糙度的影响可以忽略。通过与实验测试结果比较,经本文提出的效率修正方程预测出产品级效率与实测值之间的相对偏差在 0.2% 以内,预测出效率偏移量与实测值之间的相对偏差在 9% 以内,具有较好的修正效果。经理论推导获得的流量系数修正方程能在较宽模化比范围内

预测流量系数偏移,其预测结果与通过 CFD 计算获得的结果较为一致,在 $0.25 \sim 4.0$ 模化比范围内预测出产品级高效点流量系数与实测值之间相对偏差在 1% 以内。本文提出的以上 2 个修正方程的推荐应用范围为 $0.25 < L/L_m < 4$, 覆盖了目前压缩机模化设计中通常的模化比范围。本文为离心压缩机尺寸效应的研究提供了新思路,具有一定的理论意义及较高的工程应用价值。

致谢:诚挚感谢沈阳鼓风机集团研究院副总工程师孙玉莹为本研究提供了 $D=500$ mm 的 1 号模型级实验性能曲线,以及模型级 A、模型级 B 模化前后的性能实验数据。

参考文献:

- [1] 姚卡, 徐昂, 史磊, 等. 基于雷诺数的离心压气机模化研究 [J]. 汽轮机技术, 2019, 61(4): 275-279.
YAO Ka, XU Ang, SHI Lei, et al. Modeling research of centrifugal compressor based on Reynolds number [J]. Turbine Technology, 2019, 61(4): 275-279.
- [2] 王鑫. Re 数对小尺寸离心叶轮模化设计的影响分析 [J]. 机械设计与制造工程, 2018, 47(6): 22-24.
WANG Xin. The effects of Reynolds number to scaling design of a small-scale centrifugal compressor impeller [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2018, 47(6): 22-24.
- [3] 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.
- [4] 王名扬, 李紫良, 卢新根, 等. 低雷诺数下粗糙度对高亚声速压气机叶型气动性能的影响 [J]. 推进技术, 2020, 41(7): 1510-1519.
WANG Mingyang, LI Ziliang, LU Xingen, et al. Effects of surface roughness on aerodynamic performance of a high subsonic compressor airfoil under low Reynolds number conditions [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(7): 1510-1519.
- [5] MA Yan, XI Guang. Effects of Reynolds number and heat transfer on scaling of a centrifugal compressor impeller [C] // ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: 565-572.
- [6] 李玲玉, 宫武旗, 刘立军, 等. 压气机模化中叶顶间隙对气动性能影响数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(8): 18-24.
LI Lingyu, GONG Wuqi, LIU Lijun, et al. Numerical

- investigation on the effect of tip clearance on aerodynamic performance in the compressor modeling process [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(8): 18-24.
- [7] 刘艳, 王海伦, 王键, 等. 离心压缩机模型级尺寸缩放对性能影响数值研究 [J]. 大连理工大学学报, 2015, 55(3): 252-260.
LIU Yan, WANG Hailun, WANG Jian, et al. Numerical study of scale effects on performance of centrifugal compressor model stage [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2015, 55(3): 252-260.
- [8] 霍磊, 刘火星. 低雷诺数下离心压气机性能及流动影响的数值研究 [J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 911-920.
HUO Lei, LIU Huoxing. Numerical analysis of centrifugal compressor performance and flow at low Reynolds number [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 911-920.
- [9] 蔡柳溪, 高松, 肖俊峰, 等. 壁面粗糙度对轴流压气机气动性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(11): 36-42.
CAI Liuxi, GAO Song, XIAO Junfeng, et al. Effect of wall roughness on aerodynamic performance of axial compressors [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(11): 36-42.
- [10] PFLEIDERER C. Die kreiselpumpen für flüssigkeiten und gase [M]. Berlin, Germany: Springer, 1955: 25-101.
- [11] MOODY L F. Friction factors for pipe flow [J]. Transactions of American Society Mechanical Engineers, 1944, 66: 671-684.
- [12] 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.
- [13] 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]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2013, 135(5): 052601.
- [14] SIMON H BUELSKAEMPER, A. On the evaluation of Reynolds number and relative surface roughness effects on centrifugal compressor performance based on systematic experimental investigations [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 489-501.

- [15] CASEY M V. The effects of Reynolds number on the efficiency of centrifugal compressor stages [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(2): 541-548.
- [16] STRUB R A, BONCIANI L, BORER C J, et al. Influence of the Reynolds number on the performance of centrifugal compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(4): 541-544.
- [17] BULLOCK R O. Analysis of Reynolds number and scale effects on performance of turbomachinery [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1964, 86(3): 247-256.
- [18] 杜东兴. 可压缩性及粗糙度对微细管内流动及换热特性的影响 [D]. 北京: 清华大学, 2000: 32-34.
- [19] 孙晔晨, 田玉宝, 席光, 等. 三元叶片型面造型对离心压缩机叶轮气动性能影响的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(11): 135-141.
- SUN Yechen, TIAN Yubao, XI Guang, et al. Numerical research on effect of 3-D blade surface profiles on aerodynamic performance of centrifugal compressor impellers [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(11): 135-141.
- [20] 曹润, 李志刚, 邓清华, 等. 超临界二氧化碳离心压气机设计和气动性能研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(4): 44-52.
- CAO Run, LI Zhigang, DENG Qinghua, et al. Design and aerodynamic performance investigation of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(4): 44-52.
- [21] NUMECA International Incorporated. User manual of FINE/Turbo v8: mathematical model [M]. San Francisco, CA, USA: NU-MECA International Inc., 2007: 42-44.

(编辑 刘杨)