

离心压缩机模型级尺寸缩放对性能影响数值研究

刘艳^{*1}, 王海伦¹, 王键¹, 王学军², 汪创华²

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;
2. 沈阳鼓风机集团股份有限公司, 辽宁 沈阳 110142)

摘要: 选用流量系数分别为 0.015 0、0.033 5、0.068 0 和 0.120 0 的 4 组离心压缩机模型级为研究对象, 几何缩放比尺分别选取 0.78、1.00、1.89 和 2.67. 采用数值方法对这些模型级进行计算, 进而获得每个模型级的气动性能. 同时, 对流量系数为 0.033 5 和 0.068 0 两个模型级的计算结果与实验值进行对比, 对计算精度进行了评价. 综合 4 组模型级的计算结果, 可以发现: 几何相似放大后的模型级由于雷诺数增大, 边界层流动改善, 因而其气动性能比基准级提高了. 相反, 几何相似缩小后的模型级由于雷诺数减小, 边界层相对变厚, 黏性损失增加, 因而其多变效率比大尺寸模型级降低了, 但缩放后的模型级能头系数变化不大. 在研究的流量系数范围内, 流量系数越小, 尺寸缩放对多变效率的影响就越显著. 模型级尺寸放大后, 其最大效率所对应的流量系数将向增大的方向偏移, 比尺越大偏移越大, 但偏移量较小.

关键词: 离心压缩机; 模型级; 尺寸效应; 湍流模拟; 气动性能

中图分类号: TH452 **文献标识码:** A **doi:** 10.7511/dllgxb201503004

0 引言

现代离心压缩机的设计和制造大都根据用户需求, 单件设计和生产. 单件设计需要有不同系列的模型级数据库, 设计者根据用户要求, 基于已有的模型级数据库或模型机, 利用相似理论进行方案设计和最终设计. 由于完全相似条件很难满足, 按比例放大或缩小的模型级的气动性能与原型级不完全相同. 这其中有几何结构方面的原因也有流动本身的原因, 如表面粗糙度、密封间隙、叶片厚度以及边界层大小等. 因此, 经过模化得到的压缩机的性能与模型级会有一定差别, 这种性能差别称为尺寸效应. 尺寸效应的研究对实际产品设计具有重要的指导作用.

陈国福^[1]根据国外管线离心压缩机的双级模型及实物机器性能实验结果得出, 当叶轮出口直径大于基准模型级时, 其多变效率增加; 当叶轮出口直径小于基准模型级时, 其多变效率降低. 祁大同^[2]研究了离心压缩机和通风机叶轮进口密封间隙对性能相似换算的影响, 从理论上进行分析

并探讨了修正方法, 结果表明由于密封间隙往往不能按照比例进行缩放, 小尺寸模型级的泄漏量相对较大. 卢金铃等^[3]定性讨论了叶片厚度和流道表面相对粗糙度对离心压缩机性能相似换算的影响, 并结合算例进行了探讨和分析, 对小尺寸模型级而言, 叶片厚度和表面粗糙度均相对较大, 导致阻塞和流动损失也较大, 效率偏低. Ma 等^[4]采用 CFD 方法研究了几何相似缩放对某小型离心叶轮性能的影响, 在绝热和等温两种壁面条件下, 大尺寸叶轮的效率均高于小尺寸叶轮. Schleer 等^[5]研究了离心压缩机的几何缩放对其稳定性以及工况范围的影响, 得出不同尺寸模型级的稳定工况范围并无较大差别.

雷诺数是惯性力和黏性力的比值, 常用来衡量黏性力的影响程度. 对于离心压缩机, 雷诺数的表达式有多种, 其中特征速度可取相对速度或者叶轮出口周向速度. 有关雷诺数对压缩机性能的影响可参见文献[6-14], 其中文献[6-11]给出了效率、压比等性能参数随雷诺数变化的预测和修正关系, 文献[12-14]则研究了高空下低雷诺数条

收稿日期: 2014-11-27; 修回日期: 2014-12-19.

基金项目: 辽宁省自然科学基金资助项目(2014010502-301); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(DUT14ZD204, DUT14LH007).

作者简介: 刘艳*(1966-), 女, 博士, 教授, E-mail: yanliu@dlut.edu.cn.

件对离心压气机性能的影响. 本文选取叶轮出口周向速度 u_2 和出口宽度 b_2 为特征参数来定义雷诺数, 即 $Re = u_2 b_2 / \nu$, ν 为模型级入口空气运动黏度. 由此可知: 在 u_2 一定的情况下, b_2 越大, 雷诺数越高. 大流量系数模型级的 b_2 比小流量系数的大, 此外, 尺寸放大后 b_2 也增大. 雷诺数越高, 黏性力的影响相对就越小.

已有的研究表明, 离心压缩机结构放大后, 气动性能有所提高, 反之亦然. 但目前为止, 还没有看到针对不同流量系数压缩机尺寸效应的综合研究. 基于此, 本文对 4 种流量系数的基准模型级进行尺寸效应研究, 对各模型级进行流场计算和分析, 进而获得离心压缩机模型级尺寸缩放对性能影响的变化规律, 为产品模化设计提供理论指导.

1 研究对象

本文选取设计流量系数分别为 0.015 0、0.033 5、0.068 0 和 0.120 0 的 4 个离心压缩机

模型级作为研究对象, 为方便说明, 依次记为 Model 1、Model 2、Model 3 和 Model 4. 4 个模型级均由叶轮、无叶扩压器、弯道和回流器组成. Model 1 和 Model 2 的叶轮为二元结构, Model 3 和 Model 4 的叶轮为三元结构, 各模型级的主要结构参数见表 1. 基准模型级叶轮出口直径 $D_2 = 450$ mm, 在基准模型级的基础上, 本文选取 4 个比尺 S 分别为 0.78、1.00、1.89 和 2.67 进行几何缩小和放大, 相应地叶轮出口直径 D_2 为 350、450、850 和 1 200 mm.

本文根据机器马赫数相等的原则计算尺寸缩放后新模型级的叶轮转速, 再依据流量系数相等得到尺寸缩放后新模型级的设计流量, 换算后的相关参数和雷诺数见表 2, 工质为空气. 这样, 在保证几何相似的基础上, 可以满足进口速度三角形相似、机器马赫数相等以及绝热指数相等, 理论上满足了不同尺寸模型级相似的条件^[15].

表 1 模型级主要结构参数

Tab. 1 Main geometrical parameters of model stages

模型级	叶轮出口直径/mm	叶轮出口宽度/mm	叶轮几何出口角/(°)	叶轮叶片数/个	回流器进口直径/mm	回流器出口直径/mm	回流器进口安装角/(°)	回流器出口安装角/(°)	回流器叶片数/个
Model 1	450	9	30.0	15	672	372	25.0	98.0	20
Model 2	450	13	45.0	17	690	354	30.0	90.0	18
Model 3	450	25	44.4	17	688	360	36.0	90.0	18
Model 4	450	35	50.0	17	714	372	35.0	98.0	20

表 2 相似换算后各模型级主要参数

Tab. 2 Operational parameters of model stages after transformation of similarity

叶轮出口直径/mm	当量转速/($r \cdot \min^{-1}$)				设计流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)				$Re/10^5$			
	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
350	15 969	14 986	15 017	16 894	0.520	1.030	2.090	4.155	1.13	1.54	2.95	4.70
450	12 410	11 656	11 680	13 140	0.860	1.700	3.450	6.868	1.46	1.98	3.80	6.03
850	6 570	6 171	6 182	6 956	3.070	6.070	12.300	24.500	2.76	3.74	7.20	11.40
1 200	4 658	4 371	4 380	4 927	6.120	12.090	24.530	48.840	3.90	5.28	10.13	16.10

2 数值模拟方法

本文使用 NUMECA 商用软件包 Fine/Turbo 进行定常数值模拟, 计算求解圆柱坐标系下三维雷诺平均 N-S 方程. 计算中选用 Spallart-Allmaras 方程湍流模型, 空间项使用二阶精度的中心差分格式^[16]. 为了加快收敛速度, 采用了隐式残差光顺和当地时间步长以及完全多重网格技术.

采用 NUMECA 软件自带模块 IGG 对计算域进行单通道结构化离散, 计算域通道两侧边界网格设置周期性边界条件, 子午面网格如图 1 所示. 网格第一层厚度均设为 0.005 mm, 确保绝大部分壁面第一层网格 Y^+ 小于 2. 动静子交界处 (R-S) 使用周向守恒型连接面, 数据传递采用混合平面法实现, 并对动静交界面上、下游的网格进行了适当的加密, 防止交界面前后网格尺寸差异

过大,造成不必要的插值误差.对于几何缩放后的不同模型级,使用与基准模型级相同的拓扑结构生成网格,R-S线都放置在叶轮出口 $1.05\%D_2$ 的位置,以求最大限度地减少网格结构对计算结果的影响.

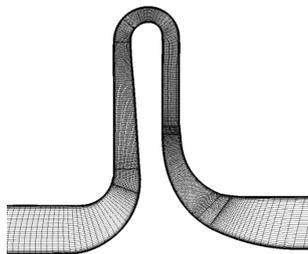


图 1 子午面网格示意图
Fig. 1 Meridional view of grid

使用面积定义法设置叶轮中旋转的固壁,所有的固壁均采用绝热、无滑移的边界条件.计算域入口处给定总温(293 K)、总压(98 000 Pa),轴向进气,出口给定质量流量.所有工况点经过 3 000 步以上的迭代均可使计算残差下降到 10^{-3} 量级以下,当进出口质量流量误差小于 0.5%,效率和压比保持恒定时,即可认为计算收敛.

本文以 Model 3 为例,对叶轮出口直径 $D_2 = 850$ mm 的模型级进行了网格无关性分析,计算结果如图 2 所示.由图 2 可以看出,当网格节点数大于 220×10^4 后,多变效率 η_p 与滞止压比 ϵ 变化不明显,可以认为网格达到了无关性.为了节省计算时间,其他不同尺寸模型级的网格数将根据此计算结果进行适当的增减.

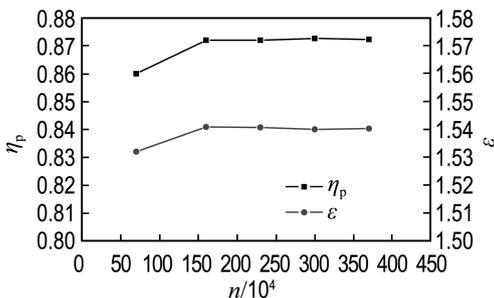


图 2 网格无关性验证

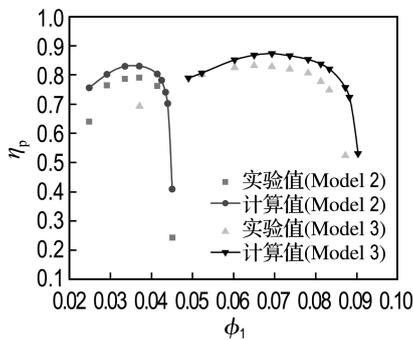
Fig. 2 Verification of grid independence

3 计算结果与分析

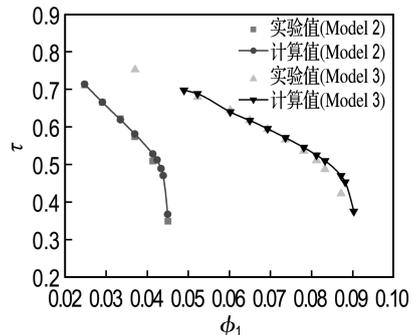
3.1 模型级数值模拟精度验证

为了评价数值模拟的可靠性和准确度,本文首先对 Model 2($D_2 = 450$ mm)和 Model 3($D_2 =$

850 mm)两个模型级的计算值与实验值进行比较.图 3(a)、(b)分别显示的是两个模型级的多变效率和能头系数随流量系数(ϕ_1)的变化曲线.由图可以看出,除了最小流量点和最大流量点外,Model 2 的多变效率和能头系数随 ϕ_1 的变化趋势与实验值吻合很好.在小流量系数 $\phi_1 = 0.024 8$ 时,计算结果显示此流量下,压缩机还没有发生喘振的特征,而实验结果却表明压缩机有喘振的征兆,因此流量下,效率明显下降. Model 3 与 Model 2 相似,设计点附近的计算值与实验值吻合很好,但计算得到的喘振点和阻塞点对应的流量系数与实验值相比偏大.正如文献[17]中所指出的那样,远离设计工况时,气流冲角发生较大变化,特别是小流量工况,流动还会出现分离,流动变得不稳定.这种情况下,定常计算不太合适,计算误差较大.本文喘振和阻塞工况不作为重点研究对象,所以没有采用非定常计算.



(a) 多变效率曲线



(b) 能头系数曲线

图 3 Model 2、3 计算值与实验值比较

Fig. 3 Comparison of calculated value with measurements for Model 2, 3

综合 Model 2 和 Model 3 的计算结果,可以得出:在忽略密封间隙泄漏影响的情况下,与实验值相比,设计工况附近两个模型级平均的多变效率和能头系数的相对误差分别约为 5.0% 和

1.8%，且多变效率和能头系数的变化规律与实验值吻合较好，说明计算是可靠和可信的，为后续计算提供了支撑。

3.2 模型级尺寸缩放计算结果

3.2.1 气动性能比较 对每个基准模型级进行尺寸缩小和放大，叶轮出口直径 D_2 分别为 350、450、850、1 200 mm。图 4~7 分别显示的是 Model 1~4 不同尺寸模型级多变效率和能头系数曲线。由图 4~7 可以清楚地看出，模型放大后，多变效率曲线整体上移，上移幅度因放大比尺的不同而不同，能头系数不如多变效率随比尺变化那样明显。为进一步研究比尺的影响，考查设计工况点的尺寸效应。

图 8 给出了 Model 1~4 设计工况点的尺寸效应。图中纵坐标是不同比尺时的多变效率或能头系数与 $D_2=450$ mm 模型级的比值。由图可以看出，4 个模型级的多变效率均随着尺寸的增大而增大。当 D_2 由 450 mm 增大到 850 mm(比尺为 1.89)时，Model 1~4 的多变效率分别提高了

3.20%、1.45%、1.18% 和 0.60%。当 D_2 由 450 mm 增大到 1 200 mm(比尺为 2.67)时，Model 1~4 的多变效率分别提高了 5.29%、3.07%、2.33% 和 1.40%。当 D_2 由 450 mm 减小到 350 mm(比尺为 0.78)时，Model 1~4 的多变效率分别降低了 2.40%、0.84%、0.13% 和 0.35%。对于能头系数，除了 Model 1($D_2=350$ mm)的情况，其他模型级随尺寸的增大并没有明显变化。

由图 8(a)还可以看出，在本文研究的流量系数范围内，流量系数越小，尺寸缩放对多变效率的影响越明显。这主要是由于小流量系数模型级的雷诺数一般较小(b_2 较小)，黏性摩擦损失的影响较大，自动模化程度降低，所以尺寸缩放后气动性能的变化比较明显。

图 9 显示的是 Model 1~4 各自几何相似模型级最大多变效率所对应的流量系数偏移图，最大值点通过三次样条插值得到。整体上看，尺寸增大后，最大多变效率也增大，最大值点向流量增大的方向偏移，但流量系数偏移量不大。

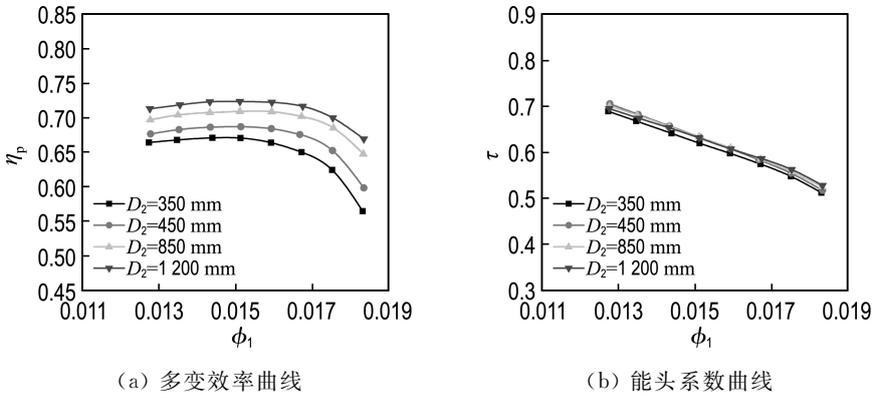


图 4 Model 1 不同尺寸模型级多变效率曲线和能头系数曲线

Fig. 4 Polytopic efficiency and head coefficient curves of model stages with Model 1 at different sizes

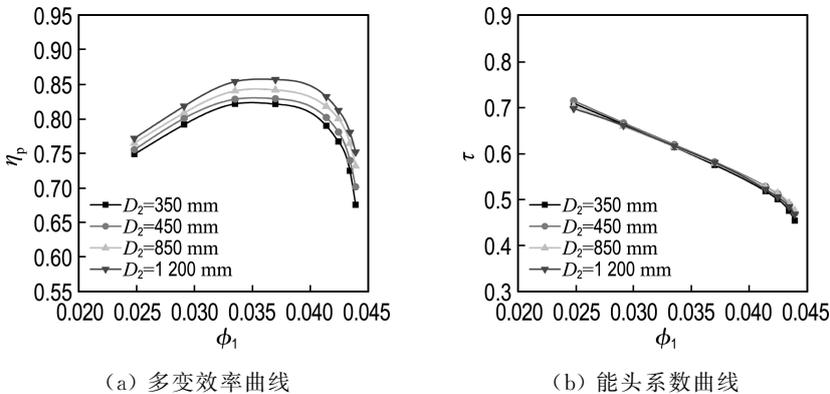


图 5 Model 2 不同尺寸模型级多变效率曲线和能头系数曲线

Fig. 5 Polytopic efficiency and head coefficient curves of model stages with Model 2 at different sizes

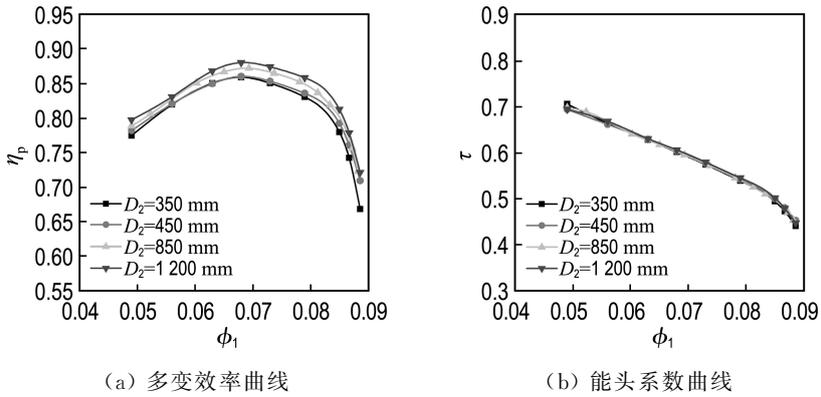


图 6 Model 3 不同尺寸模型级多变效率曲线和能头系数曲线

Fig. 6 Polytropic efficiency and head coefficient curves of model stages with Model 3 at different sizes

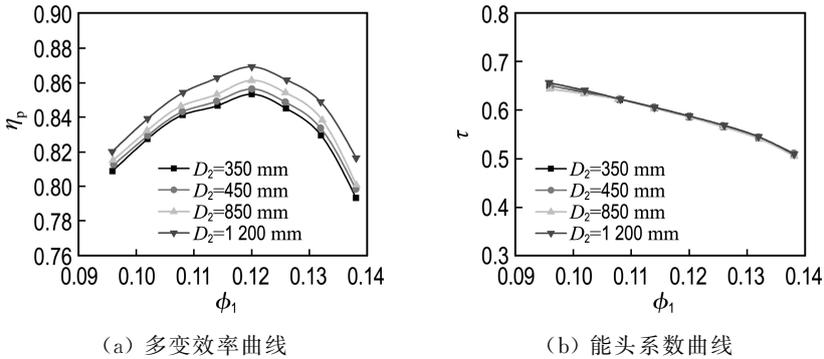


图 7 Model 4 不同尺寸模型级多变效率曲线和能头系数曲线

Fig. 7 Polytropic efficiency and head coefficient curves of model stages with Model 4 at different sizes

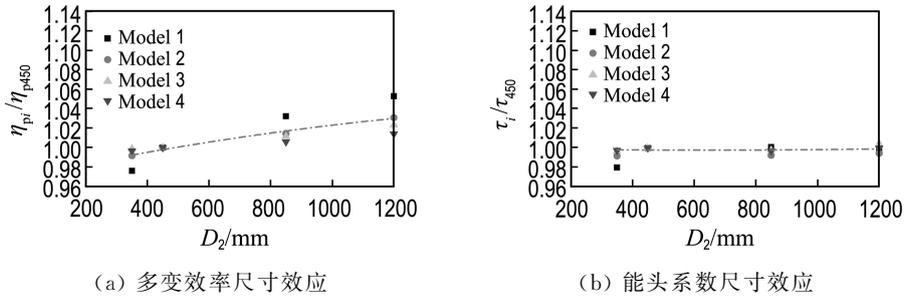


图 8 4 个模型级设计工况点的尺寸效应

Fig. 8 Size effects of the four models at the design condition point

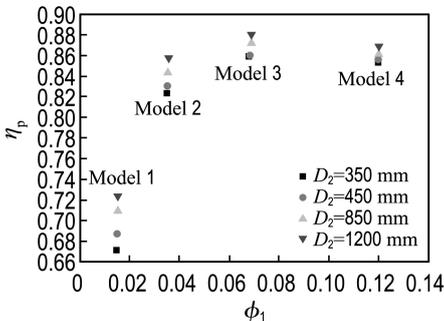


图 9 流量系数偏移图

Fig. 9 Shift map of flow coefficient

3.2.2 流场分析 为了从物理上说明尺寸放大后性能提高的原因,需要研究流场参数的变化.在本文计算中,壁面按光滑壁面处理,因而没有考虑粗糙度变化的影响.经流场分析可知,在 Model 1~4 整个通道内都没有产生明显的漩涡和回流,且 4 组模型级在不同尺寸下各参数的分布规律很相似,所以下文将以 Model 3 为例,对不同尺寸设计工况下的流场进行对比和分析.

周向平均的子午流线如图 10 所示,可以看出 4 个尺寸下的流线分布很相近.为了进一步分析

不同尺寸下气动性能的微小差异,需要比较熵的分布^[18].叶轮 50%叶高截面处的熵分布如图 11 所示,4 个尺寸下流场的分布规律相似,熵值较大的区域均集中在叶轮出口吸力面附近.一方面由于叶轮通道是扩压通道,边界层沿通道不断增厚;另一方面由于二次流的存在,低速气流不断从压力面涌向吸力面,使吸力面的边界层增厚,流动情况恶化,以致形成了高熵区.由图 11 可以明显看出,大尺寸模型级高熵值的区域比较小,损失少,气动性能较好;而小尺寸模型级近壁面处熵增较大,气动性能比大尺寸模型级降低了.正如前面所述,在叶轮出口圆周速度相同的条件下,尺寸增大,雷诺数也增大,边界层相对变薄,黏性的影响

相对减弱,因此高熵值的区域减小,气动性能变好;而几何相似缩小后的模型级由于雷诺数减小,边界层相对变厚,近壁面处的流动更易分离,增加了黏性损失,因而在近壁面处熵增较大,气动性能降低了.

回流器 50%叶高截面处的熵分布如图 12 所示.回流器具有通道狭长、工质流速低的特点,叶片表面边界层比较厚,使得摩擦损失较大.尤其在吸力面后半段,4 个模型级均存在一个熵值较大的区域,且模型级尺寸越小,此区域的面积越大,这主要是由于叶根、叶尖两个端壁二次流的迁移与堆积造成的^[19].随着尺寸的减小,雷诺数减小,黏性的作用增强,导致掺混损失增大.

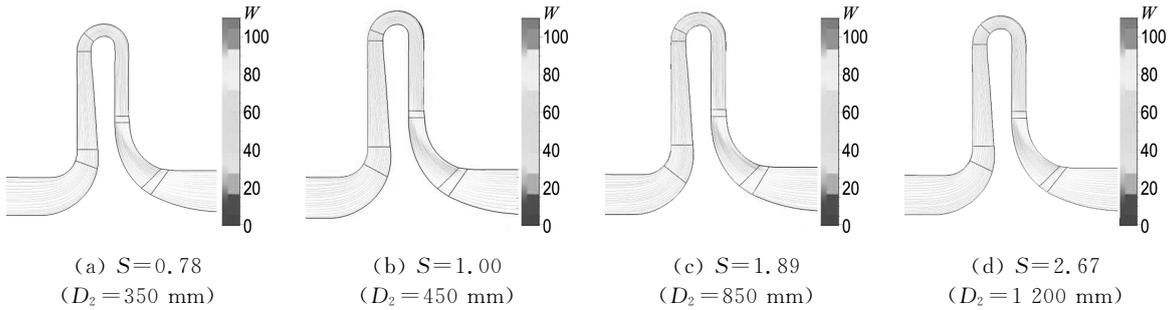


图 10 周向平均的子午流线

Fig. 10 Circumferentially averaged meridional streamline

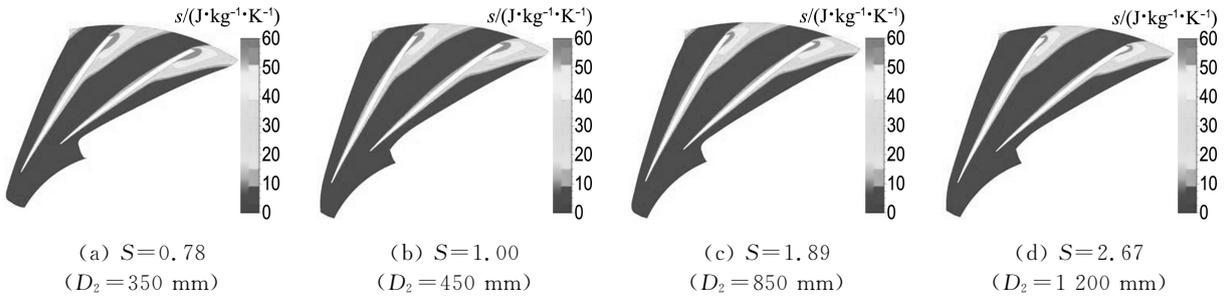


图 11 叶轮 50%叶高截面熵分布

Fig. 11 Entropy distribution of impeller at 50% spanwise section

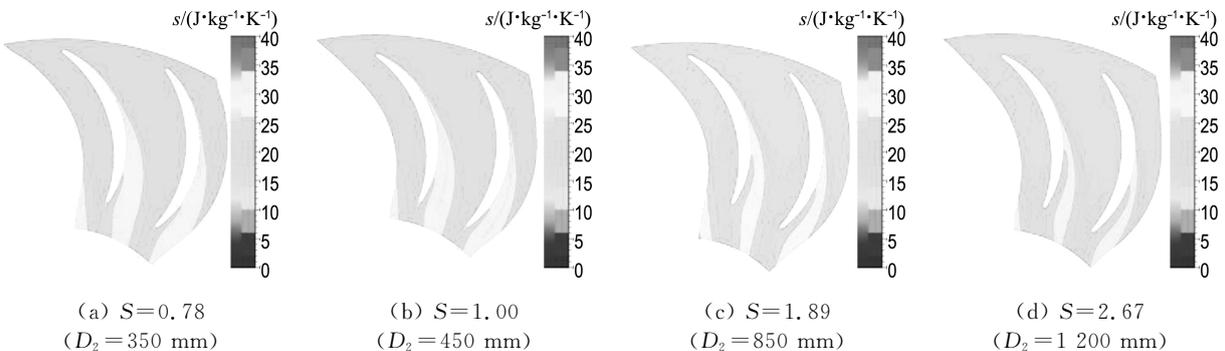
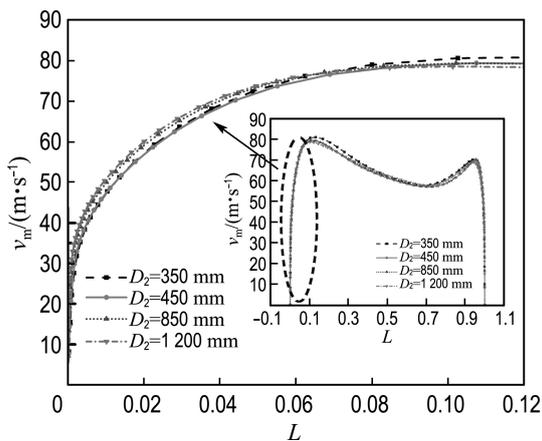


图 12 回流器 50%叶高截面熵分布

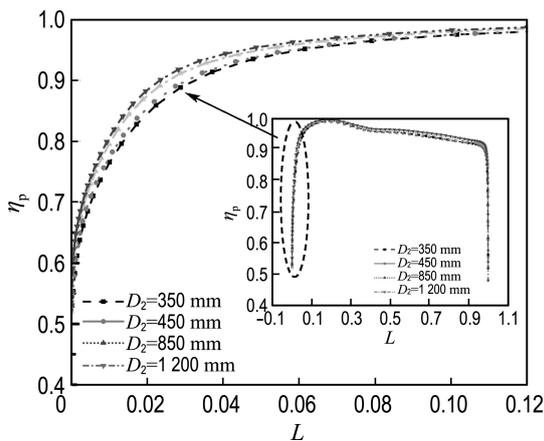
Fig. 12 Entropy distribution of return at 50% spanwise section

图 13 显示的是叶轮出口(1.022% D_2 处)截面各周向平均参数沿叶轮出口量纲一化宽度变化曲线. 需要说明的是, 横坐标(0)点对应的是盘侧, 横坐标(1.0)点对应的是盖侧. 总压比定义为各点当地总压与入口总压(98 000 Pa)的比值. 由图 13 可以清楚地看出, 4 个尺寸下各参数的分布规律很相似. 在边界层之外的主流区域, 多变效率呈现出从轮盘到轮盖逐渐下降的趋势, 总温和子午速度沿展向均先减小再增大, 且不同尺寸下极值点的位置趋于一致; 总压比则随着尺寸的放大而增

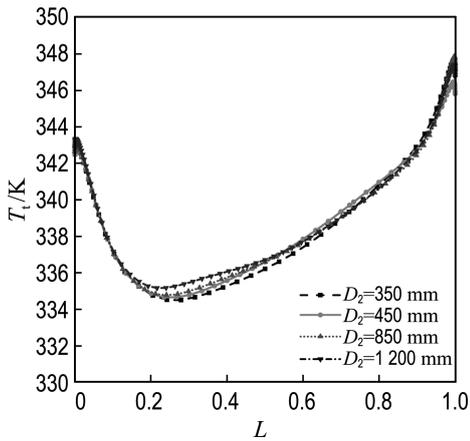
大. 从图 13(a) 壁面(盘侧)附近的局部放大图中可以清楚地看出, 由于小尺寸模型级边界层相对较厚, 靠近壁面处尺寸大的模型级子午速度要大一些, 远离壁面进入主流区后, 尺寸小的模型级子午速度要大一些, 符合边界层内速度分布规律; 从图 13(b) 也可以得到, 靠近壁面处, 大尺寸模型级的多变效率要高于小尺寸, 说明大尺寸模型级边界层内的流动改善了, 因而效率提高了. 其他截面位置的参数分布与图 13 相似, 不再重复显示.



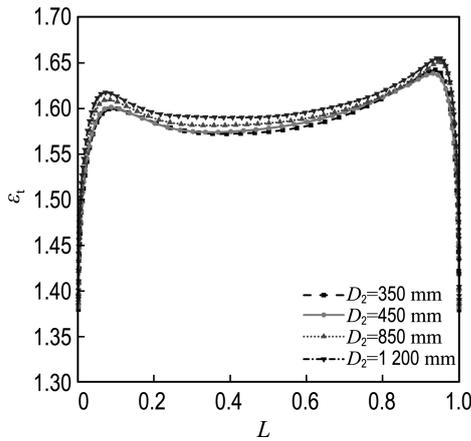
(a) 子午速度



(b) 多变效率



(c) 总温



(d) 总压比

图 13 周向平均参数沿叶轮出口宽度的变化曲线

Fig. 13 Variation curves of circumferentially averaged parameters along the width of impeller outlet

4 结 论

(1) 除近失速和喘振工况以及近阻塞工况外, 定常计算得到的流量系数为 0.033 5 和 0.068 0 两个模型级的气动性能规律与实验吻合较好, 平均多变效率和能头系数的相对误差分别约为

5.0% 和 1.8%, 说明设计工况附近流动不稳定程度不大, 定常计算是可信和可靠的.

(2) 在不考虑制造误差的影响时, 几何相似放大后的模型级由于雷诺数增大, 边界层流动改善, 因而其气动性能比基准模型级提高了. 相反, 缩小后的模型级由于雷诺数减小, 边界层相对变厚, 近

壁面处的流动更易分离,增加了黏性损失,因而多变效率比大尺寸模型级降低了,但能头系数变化不大。

(3)在本文研究的流量系数范围内,流量系数越小,尺寸缩放对多变效率的影响就越明显。这主要是由于大流量系数模型级的雷诺数一般较高,使得黏性摩擦损失的影响变小,自动模化的程度提高,所以尺寸缩放后气动性能的变化就不明显了。在设计中可以进行相应的气动性能修正。

(4)模型级尺寸放大后,其最大效率所对应流量系数将向增大的方向偏移,但偏移量较小。

(5)本文所研究的4个离心压缩机模型级都没有叶片扩压器,且计算中并没有考虑制造误差以及间隙泄漏,所得结论具有一定的局限性。今后还要对微小以及特大流量系数模型级的尺寸效应进行研究,同时要增大缩放的比尺,从而找到更加普遍的规律。

参考文献:

[1] 陈国福. 离心压缩机的比例尺寸对性能的影响研究[J]. 化工与通用机械, 1982(4):6-12.
CHEN Guo-fu. Study of scale effects on performance of centrifugal compressors [J]. **Chemical and General Machinery**, 1982(4):6-12. (in Chinese)

[2] 祁大同,李占良,袁民健,等. 叶轮进口密封间隙对离心式压缩机、通风机性能相似换算的影响[J]. 流体机械, 1991(10):30-33.
QI Da-tong, LI Zhan-liang, YUAN Min-jian, *et al.* The influence of sealing clearance at inlet of impeller for transformation of similitude on performance of centrifugal compressors and fans [J]. **Fluid Machinery**, 1991(10):30-33. (in Chinese)

[3] 卢金铃,祁大同,李景银,等. 离心压缩机性能相似换算的修正计算[J]. 流体机械, 1999, 27(3):18-22.
LU Jin-ling, QI Da-tong, LI Jing-yin, *et al.* A correction method for transformation of similitude on performance of centrifugal compressors [J]. **Fluid Machinery**, 1999, 27(3):18-22. (in Chinese)

[4] 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, GT 2010**. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2010:565-572.

[5] Schleer M, Abhari R S. Influence of geometric scaling on the stability and range of a turbocharger centrifugal compressor [C] // **ASME Turbo Expo 2005, GT-2005-68713**. New York: ASME, 2005.

[6] 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.

[7] 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 and Power**, 2013, 135(5):052601.

[8] Simon H, Bülskämper 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):489-498.

[9] 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.

[10] 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 and Energy**, 2011, 225(7):864-876.

[11] 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.

[12] 陈 浮,王云飞,陈焕龙,等. 雷诺数对带蜗壳的离心压气机内部流场影响研究[J]. 推进技术, 2013, 34(7):911-917.
CHEN Fu, WANG Yun-fei, CHEN Huan-long, *et al.* Effects of Reynolds number on internal flow field of centrifugal compressor with the volute [J]. **Journal of Propulsion Technology**, 2013, 34(7):911-917. (in Chinese)

[13] 曾令君,马千里. 雷诺数对压气机性能影响的数值模拟[J]. 汽轮机技术, 2008, 50(5):325-330.
ZENG Ling-jun, MA Qian-li. The simulation of the Reynolds number effects on the characteristic of the compressor [J]. **Turbine Technology**, 2008, 50(5):325-330. (in Chinese)

[14] 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 Huo-xing. Numerical analysis of centrifugal compressor performance and flow at low Reynolds number [J]. **Journal of Aerospace Power**, 2013, **28**(4):911-920. (in Chinese)
- [15] 徐忠. 离心式压缩机原理[M]. 北京:机械工业出版社, 1990.
- XU Zhong. **Principle of Centrifugal Compressors** [M]. Beijing: China Machine Press, 1990. (in Chinese)
- [16] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- WANG Fu-jun. **Analysis of Computational Fluid Dynamics** [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. (in Chinese)
- [17] 孔祥杰, 刘正先, 郭佳. 计算软件对离心压缩机性能的数值模拟及与试验结果的对比验证[J]. 风机技术, 2008(2):48-50.
- KONG Xiang-jie, LIU Zheng-xian, GUO Jia. Numerical simulation for centrifugal compressor performance based on CFD software and the comparison with test result [J]. **Compressor Blower & Fan Technology**, 2008(2):48-50. (in Chinese)
- [18] 沈维道, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2007.
- SHEN Wei-dao, TONG Jun-geng. **Engineering Thermodynamics** [M]. Beijing: Higher Education Press, 2007. (in Chinese)
- [19] 高星, 刘宝杰. 双级离心压气机回流器流动特点分析[J]. 航空动力学报, 2009, **24**(2):432-438.
- GAO Xing, LIU Bao-jie. Analysis of the flow in return vanes of a two-stage centrifugal compressor [J]. **Journal of Aerospace Power**, 2009, **24**(2):432-438. (in Chinese)

Numerical study of scale effects on performance of centrifugal compressor model stage

LIU Yan^{*1}, WANG Hai-lun¹, WANG Jian¹, WANG Xue-jun², WANG Chuang-hua²

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Shenyang Blower Works Group Corporation, Shenyang 110142, China)

Abstract: Four groups of centrifugal compressor model stages are chosen with flow coefficients of 0.015 0, 0.033 5, 0.068 0 and 0.120 0. Scales of 0.78, 1.00, 1.89 and 2.67 are set. Numerical methods are applied in order to investigate aerodynamic performance of each model stage. Meanwhile, calculation results for two model stages with flow coefficients of 0.033 5 and 0.068 0 are compared with experimental data, and the calculation accuracy is evaluated. Synthesizing calculation results of these four groups of model stages, it can be found that aerodynamic performance of geometric similarity enlarged model stages is improved due to the increase in Reynolds number and improvement of flow in boundary layers. In contrast, the polytropic efficiency of geometric similarity shrunken model stages declines due to the increase in thickness of boundary layers and in viscous loss caused by the decrease of Reynolds number. However, head coefficients do not change much for these scaled model stages. Within the range of flow coefficients studied, the smaller the flow coefficient is, the more significant the scale effect on polytropic efficiency is. The flow coefficients corresponding to the maximum polytropic efficiency make a shift to the direction of increase. The larger the scale is, the larger the displacement is, but the shift is relatively small.

Key words: centrifugal compressor; model stage; scale effect; turbulent simulation; aerodynamic performance