第 18 卷　第 34 期　2018 年 12 月
1671—1815(2018)034-0129-10

科 学 技 术 与 工 程
Science Technology and Engineering

Vol. 18　No. 34　Dec. 2018
ⓒ 2018　Sci. Tech. Engrg.

引用格式:王建明, 王雨婷, 明晓杰, 等. 动态入流条件下的串列叶栅流场[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(34): 129—138
Wang Jianming, Wang Yuting, Ming Xiaojie, et al. Tandem cascades flow on the condition of dynamic inflow[J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(34): 129—138

航空、航天

动态入流条件下的串列叶栅流场

王建明　王雨婷　明晓杰　马　阳　朱建勇
(沈阳航空航天大学航空发动机学院辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室,沈阳 110136)

摘　要　在航空发动机轴流压气机流动通道中,为提高流场品质在高低压转子之间常会引入串列叶栅结构。叶栅上游叶片的转动会引起串列叶栅流场的动态入流(非定常入流)效应。动态入流会造成流场强烈脉动,影响串列叶栅的性能;研究动态入流串列叶栅流场的特性具有重要的工程意义。为了研究压气机串列叶栅在动态入流条件下的流场运动特性,选取了三个不同转子频率,运用用户自定义函数(UDF)实现进口马赫数随着时间正弦变化;进行压气机串列叶栅流场的数值模拟。结果表明动态入流下的串列叶栅流场比恒定来流的串列叶栅流场分离现象更加严重,叶栅流场的流通能力降低,入流频率越低流通能力越差。

关键词　压气机　　串列叶栅　　非定常流动　　动态入流
中图法分类号　V231.3;　　**文献标志码**　A

在航空发动机轴流压气机的高低压转子过渡段、压气机和燃烧室之间经常利用串列叶栅技术改善局部流道的流场不稳定性;串列叶栅气动性能的好坏对压气机有着至关重要的影响。长期以来,大量研究人员致力于串列叶栅流场的研究。魏玲等[1]对名称为 Turmo-Ⅲc 的小型航空发动机静子串列叶栅流场作了数值模拟,发现附面层较薄的地方出现在中径处以及前、后叶片吸力面处。Bammert 和 Staude[2]研究了串列转子,结果表明串列叶栅间隙效应的重要性不容忽视,叶型损失及叶片表面压力分布都与间隙效应密不可分。Saha 和 Roy[3]对 3 组串列叶栅进行了实验研究,结果表明代号为 CDA 32-21 的方案具有更好的气动性能和更强的气流折转能力。严明等[4]、王洪伟等[5]和金洪江等[6]对串列叶栅大小叶片做了研究,揭示了大小叶片这种先进的气动布局方案在发动机上的工程实用性,为中国研究大小叶片技术提供了相关经验。杨松霖等[7]和李绍斌等[8]研究前后叶不同周向位置对串列叶栅气动性能产生的影响,发现流场串列叶栅后排静叶周向位置改变可以有效改善端壁流动,防止低能流体的堆积,抑制流动分离,降低损失。沈淳和滕金芳[9]就轴向相对位置对串列叶栅气动性能影响做了数值研究,通过对比两种位置情况,发现位置二的串列叶栅前后两排叶片形成了一个更为合理的狭缝,其作用使得串列叶栅的气动性能更佳。沈淳[10]运用 PIV 技术对串列叶栅的流场结构进行了分析,发现在不同攻角下串列叶栅吸力面侧、压力面侧及前后叶缝隙会产生复杂的流场。在大攻角串列叶栅的复杂流场中,叶栅处于堵塞状态,前后叶片的吸力面存在脱落涡,存在狭缝射流产生的分离涡,整个流场会发生振荡,同时,沈淳还对比了串列叶栅高低速不同来流状态下的总体性能参数和流场结构,发现变化来流马赫数从 0.54 降到 0.1,其熵、流线和马赫数分布规律吻合度较高,均可较为准确的表征不同周向相对位置下,缝隙流场对后排叶片分离、附面层、尾迹以及主流的影响。

由于串列叶栅上游压气机转子的转动,使得流入串列叶栅的气流不定常,称为动态入流,动态入流是指来流随时间不断变化[11]。Jakob 等[12]研究风机的运行条件随着风速的变化,空气动力发生了变化,说明改进的 BEM 理论能够很好地评价风力机在实际运行条件下的性能。相比于恒定马赫数来流条件下的串列叶栅,串列叶栅的动态入流更加接近实际情况,具有重要的研究意义。本文研究来流马赫数随时间正弦的变化对压气机串列叶栅流场的影响,由于不同压气机转子的转速不同,对来流马赫数的影响也有所

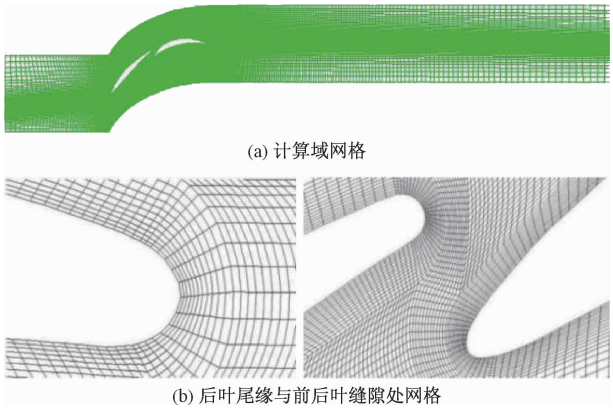
2018 年 7 月 31 日收到　　国家自然科学基金(51476106)和辽宁省一流特色学科项目(15021540)资助
第一作者简介:王建明(1975—),男,汉族,辽宁昌图人,博士,副教授。E-mail:jmwang75@163.com。

不同,因此选择三个不同转速,计算出三个相应频率,分别为200 Hz,1 446 Hz 和10 000 Hz,运用 CFD 软件的用户自定义函数(user-defined function,UDF)接口编程命令,数值模拟了动态入流下的二维串列叶栅流场,并与恒定马赫数来流条件下的串列叶栅流场(简称为基态)进行对比分析。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型及网格

串列叶栅模型的几何形状及尺寸参考文献[13]的实验模型,其计算域和网格如图 1(a)所示。主流沿 X 轴方向,串列叶栅前后叶片弦长均为 31.5 mm,总弦长为 62.4 mm,前叶安装角为 39.4°。计算域入口为一倍弦长,出口为四倍弦长,全场采用结构化网格。图 1(b)为串列叶栅后叶尾缘及前后叶缝隙的网格细节,前后叶边界层进行了加密处理,近壁面第一层网格的 $y^+ < 1$。



(a) 计算域网格

(b) 后叶尾缘与前后叶缝隙处网格

图 1 计算域与网格

Fig. 1 Computational domain and grids

1.2 数值模拟参数

利用商业软件 FLUENT 进行计算,设置基态入口马赫数为 0.6,入口总温为 325 K,出口背压为 101 325 Pa,与文献[13]一致,攻角为 22°,时间步长为 9×10^{-7} s,每个工况均计算了 20 个以上周期。关于湍流模拟方法部分,计算用到的数值研究方法是分离涡模拟(detached eddy simulation,DES)方法。分离涡模拟是当前模拟复杂工程问题中分离流动的一种主要方法[14],作为一种 RANS/LES 的混合方法,DES 将湍流模型中的长度尺度表征为一种壁面距离函数控制器,在大尺度分离区或远场简化为亚格子模型大大降低了湍流黏性。采用 LES 和 SST K-ω 混合的分离涡(DES)模拟方法进行求解,具体 DES 的详细控制方程见参考文献[15]。

1.3 动态入流的实现

UDF 是 FLUENT 软件提供的一个用户接口,利用 C 语言编写,使用 FLUENT. Inc 提供的 DEFINE 宏定义的。选取三个串列叶栅流场频率:一个是某串列叶栅流场上游转子转频为 200 Hz;一个是对文献[13]的实验模型进行恒定入流数值模拟,并通过谐波分析法(FFT)得到的过失速状态时的流场一阶固有频率 1 446 Hz,如图 2 所示;另外一个是某串列叶栅流场上游转子动叶转动至其相邻动叶所处位置所需时间对应的频率 10 000 Hz,即通过频率。

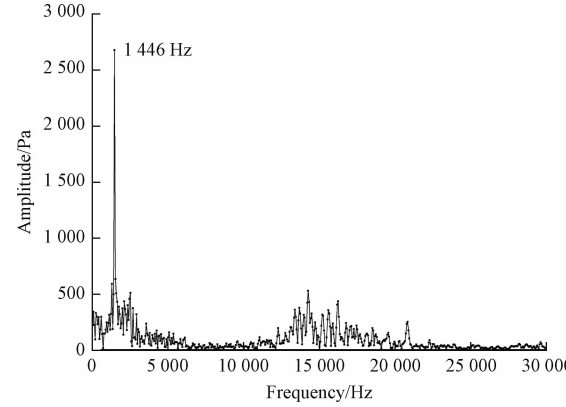


图 2 FFT 频幅曲线

Fig. 2 FFT amplitude frequency curve

采用 UDF 确定出上述三个不同频率下来流马赫数为正弦波动。函数如表 1 所示。

表 1 不同频率的函数表达式

Table 1 Function expressions of different frequency

频率/Hz	函数表达式
200	F_PROFILE(f, thread, position) = 0.6 + 0.1sin(1 256t)
1 446	F_PROFILE(f, thread, position) = 0.6 + 0.1sin(9 080t)
10 000	F_PROFILE(f, thread, position) = 0.6 + 0.1sin(62 800t)

2 结果与分析

2.1 数值模拟的结果验证

总压损失系数公式如下:

$$\omega = \frac{P_{t,in} - P_{t,out}}{P_{t,in} - P_{s,in}} \tag{1}$$

式(1)中,$P_{t,in}$为入口总压,$P_{t,out}$为出口总压,$P_{s,in}$为入口静压。通过计算从来流方向与水平线的夹角 $\beta_1 = 42°$到 $\beta_7 = 54°$变化的不同来流角下的 7 个工况,分别得到各工况的总压损失系数(见图 3),与文献[13]进行对比,发现结果基本一致,因此计算结果具有一定的可靠性。

压力系数公式如下:

$$C_p = \frac{P - P_{s,in}}{\frac{1}{2}\rho v^2} \tag{2}$$

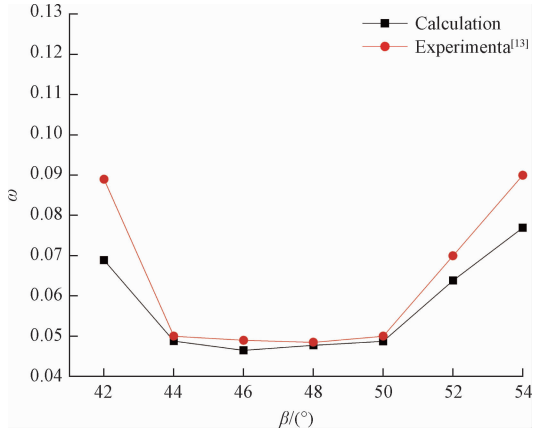


图 3　计算所得总压损失系数与实验结果[13]对比

Fig. 3　Comparison of experimental results[13] with calculation results of total pressure loss coefficient

式(2)中,P 为气体静压,ρ 为气体密度,v 为来流速度。

升力系数公式如下:

$$C_{\mathrm{L}} = \frac{2L}{\rho_{\mathrm{f}} v^2 S} \tag{3}$$

式(3)中,L 为叶片升力,ρ_{f} 为气流密度,S 为前叶叶片面积,选择前叶弦长 31.5 mm 为特征长度。计算了 $i = -4° \sim 24°$ 不同弦线攻角下的 15 个工况,如图 4所示,前叶升力系数和串列叶栅升力系数曲线峰值皆在 $i = 18°$ 附近出现,该攻角为失速攻角,超过 18°前叶开始失速,吸力面附面层开始分离。后叶对串列叶栅总升力系数曲线的影响没有前叶的影响大。已知在过失速状态下,压气机叶片失速,出现不稳定流态,压气机性能会急剧降低[16]。过失速态的 $i = 22°$ 工况是后文要研究和分析的对象。

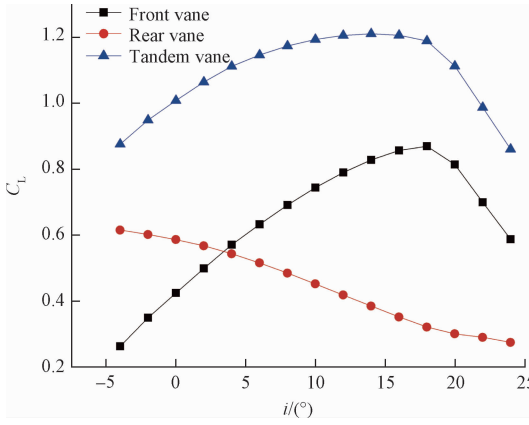


图 4　不同攻角下的升力系数曲线

Fig. 4　Lift coefficient curves versus different attack angles

2.2　升力系数的时间历程

为了便于清晰展示,只截取各个工况下对应的四个入流变化周期的升力系数时间历程进行对比分析(图 5),其中基态的周期是以谐波分析法得到的一阶固有频率 1 446 Hz 计算所得。由图 5 可知,三个动态入流串列叶栅升力系数曲线都近似呈正弦曲线变化。其中,基态串列叶栅升力系数变化范围为 0.75 ~ 1.15;200 Hz 工况与 1 446 Hz 工况动态入流的串列叶栅升力系数变化范围接近,约 0.5 ~ 1.5,相比于基态的串列叶栅升力系数变化范围幅度大了 0.6 左右;10 000 Hz 工况的串列叶栅升力系数变化范围为 0.65 ~ 1.35,相比前两个频率工况的串列叶栅升力系数范围幅度小了 0.3 左右,相比于基态的串列叶栅升力系数范围幅度大了 0.3 左右。

2.3　流场结构

为了更加清晰捕捉流场的运动特性,给出了基态和三个入流频率工况下串列叶栅的流线和压力系数分布在一个周期 T 内随时间的变化。图 6 表示恒定马赫数来流条件下串列叶栅流场的流线,U 为主流方向速度,分离点出现在前叶 15% 弦长处,在 $t = T/6$ 时,气流流经前排叶片时出现尺寸较大脱落涡,后叶 60% 弦长处出现一个尺寸较小的脱落涡。在 $t = T/3$ 时刻,可以看到前叶脱落涡移动至前叶 70% 弦长处。在 $t = T/2$ 时刻,前叶脱落涡与缝隙涡发生卷并(rolling up and merging),后叶脱落涡移动至后叶尾缘处。$t = 2T/3$ 时刻,前叶新产生的脱落涡与缝隙涡相遇,后叶脱落涡继续向下游移动。到了 $t = 5T/6$ 时刻,前叶脱落涡与缝隙涡发生卷并,并向下游发展,叶栅后流线波动区域达到叶栅通道的 50% 左右。

图 7 表示恒定马赫数来流条件下串列叶栅流场一个周期内的压力系数分布。纵观图 7,所有时刻的压力系数分布都比较接近;叶栅前流场压力系数约 0.2 左右,经过串列叶栅流体得到增压,叶栅后出口的静压大概都提高到 0.7 左右,叶栅起到了随时间稳定增压的作用。

图 8 表示 200 Hz 工况下串列叶栅流场的流线图,分离点出现在前叶 5% 弦长处,$t = T/6$ 时刻,前叶吸力面存在两个先后向下游迁移的脱落涡,后叶吸力面存在尺寸较大的脱落涡。在 $t = T/3$ 时刻,分离涡向下游移动。$t = T/2$ 时刻,前叶脱落涡与缝隙涡发生卷并,后叶 60% 弦长处存在一个尺寸较小的分离涡。在 $t = 2T/3$ 时刻,后叶吸力面存在一个尺寸较大的分离涡,尾缘处存在一个分离涡。$t = 5T/6$ 时刻,后叶尾缘分离涡向下游移动。$t = T$ 时刻,前叶出现尺寸较大的脱落涡,长度达到 45% 弦长左右;后叶从 60% 弦长处到尾缘处存在多个脱落涡。与基态流场相比,200 Hz 工况下串列叶栅流场分离点位置提前了 10% 弦长左右,叶栅后流线波动区域

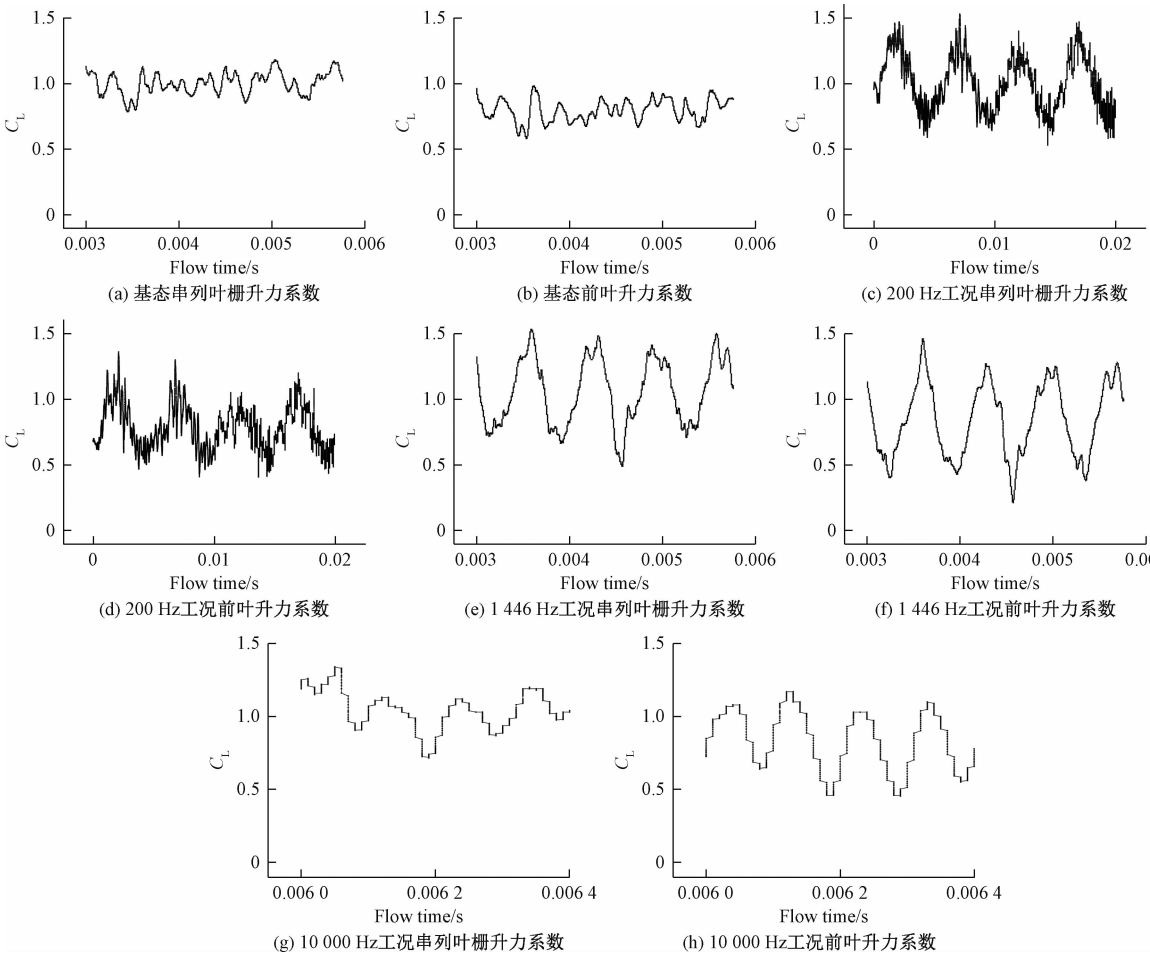


图 5 升力系数时程曲线

Fig. 5 Time-history curves of lift coefficient

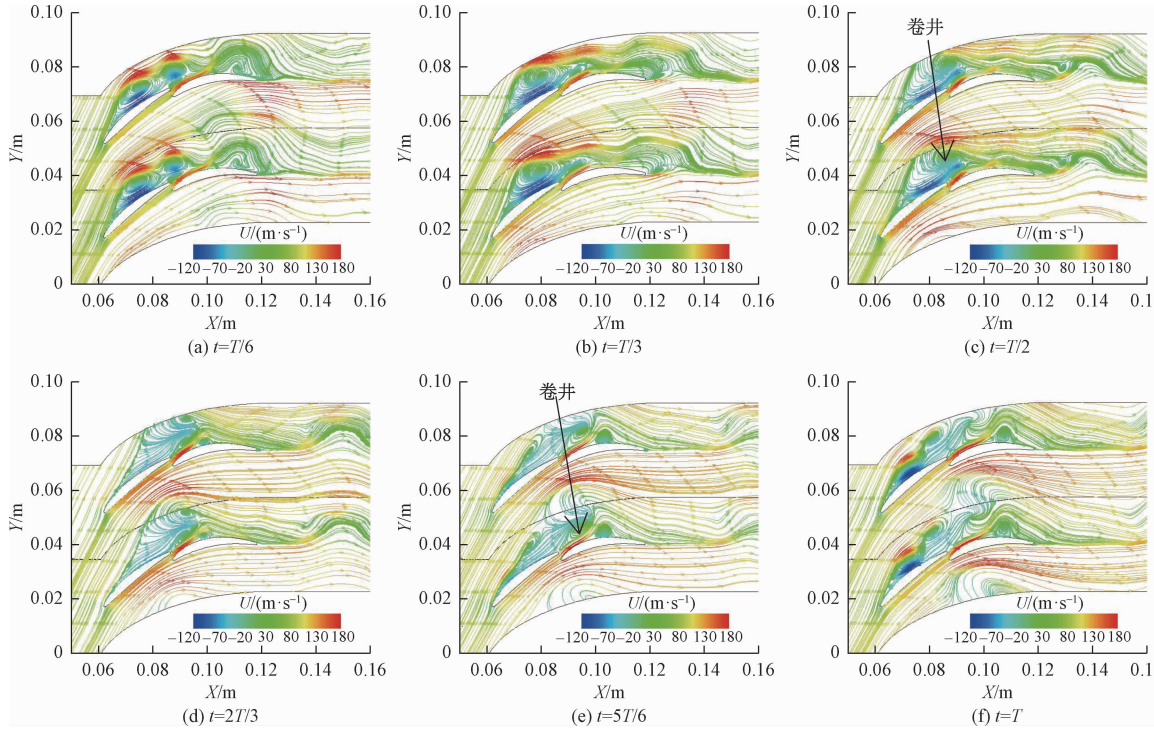


图 6 基态流线

Fig. 6 Baseline streamlines

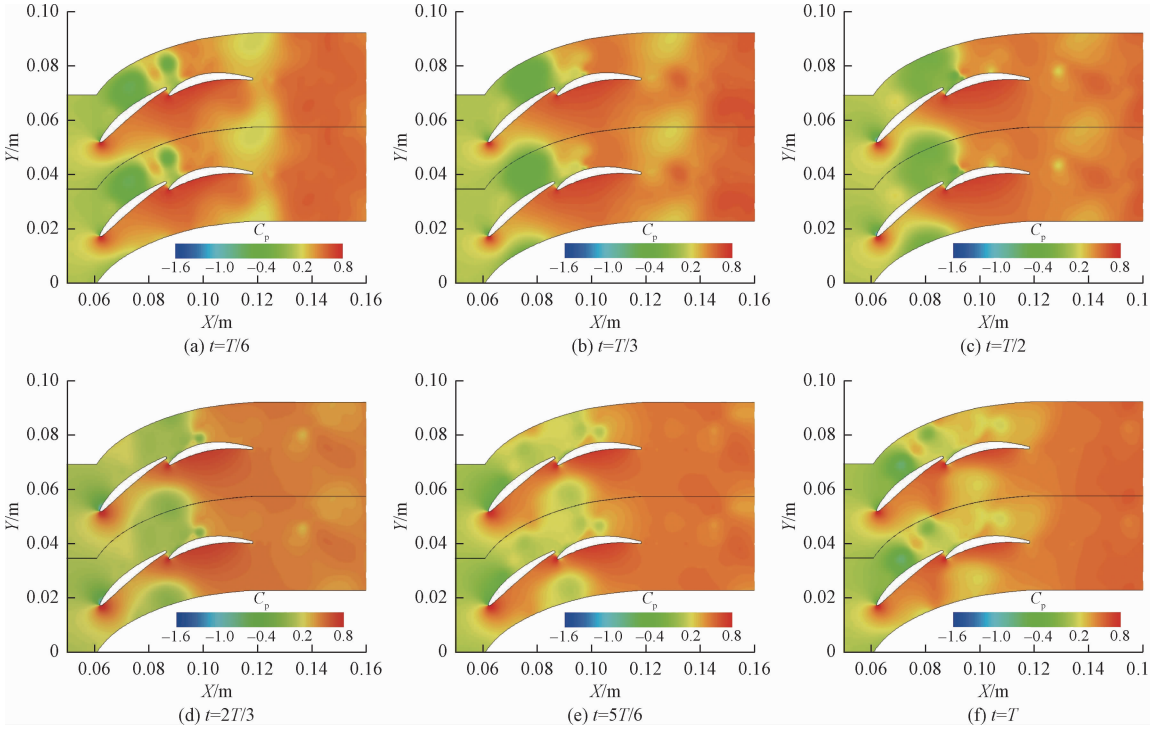


图 7　基态压力系数分布

Fig. 7　Baseline pressure coefficient distribution

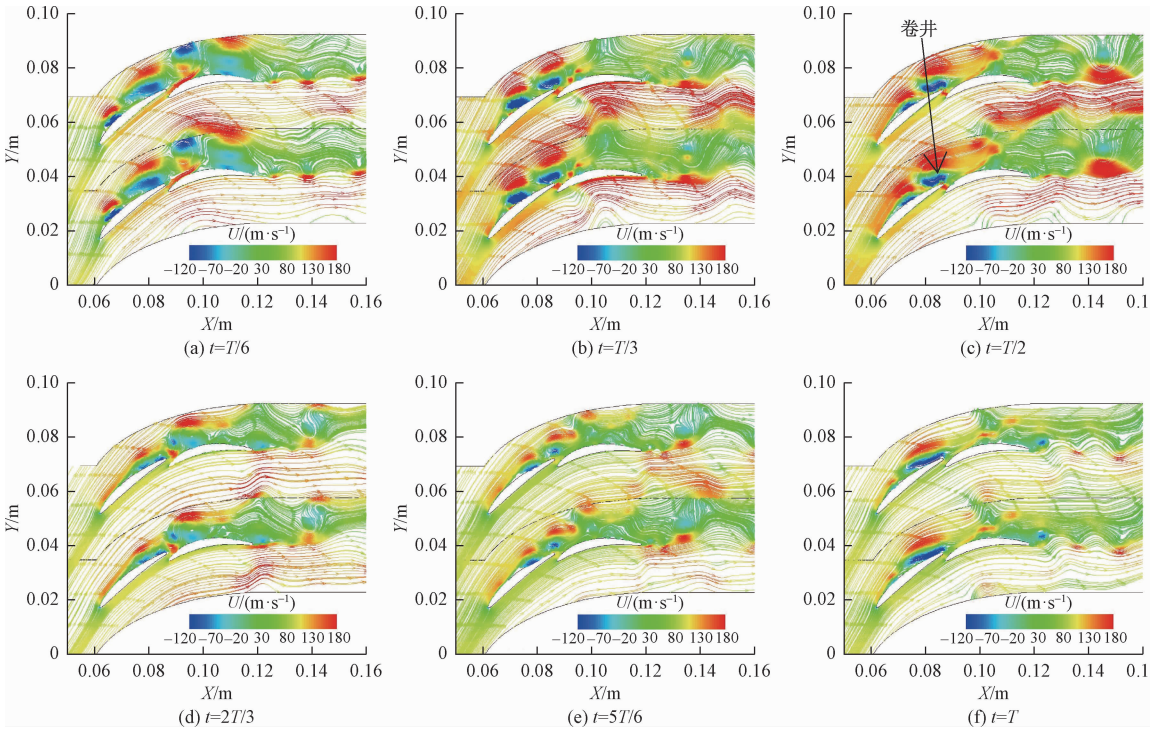


图 8　200 Hz 工况流线

Fig. 8　Streamlines under 200 Hz operating condition

最大达到叶栅通道宽度的 75% 左右,比基态扩大了 25%,流场流通能力降低。

图 9 表示 200 Hz 工况下串列叶栅流场一个周期内的压力系数分布,与基态流场相比,不同时刻串列叶栅流场的压力分布变化剧烈。在 t = T/6 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.7 左右,叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在 t = T/3 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.3,叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在

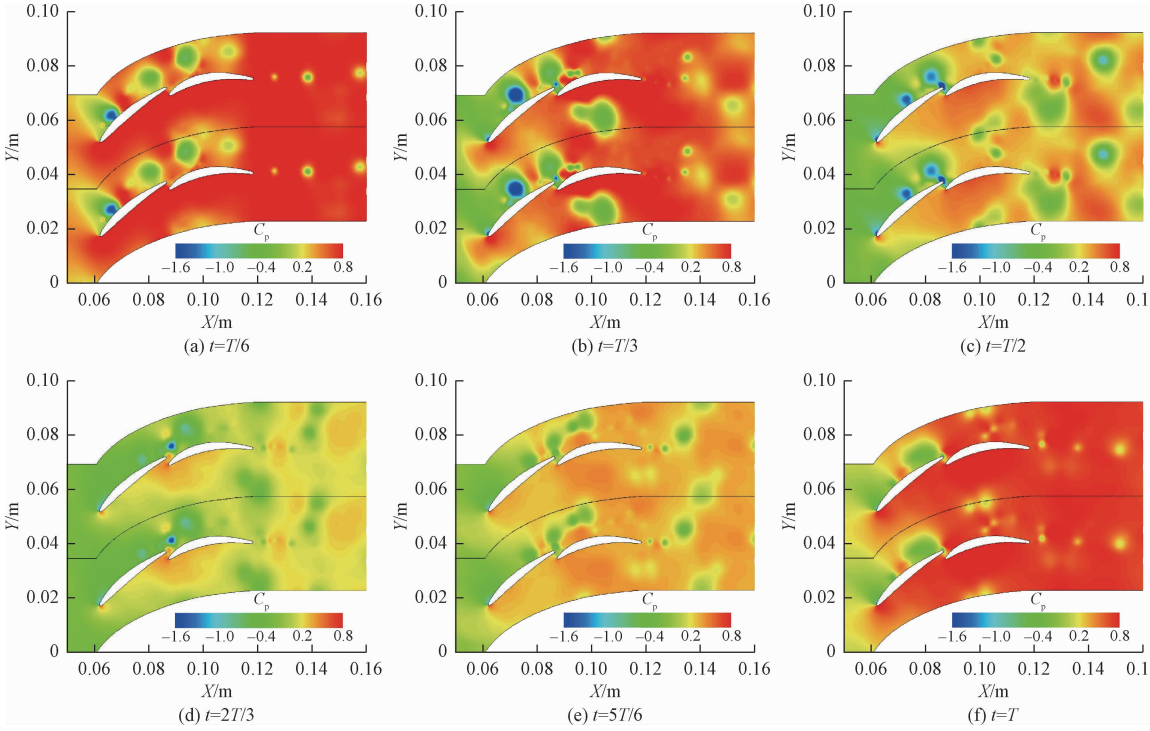


图 9 200 Hz 工况压力系数分布

Fig. 9 Pressure coefficient distribution under 200 Hz operating condition

$t = T/2$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 −0.5,叶栅后流场压力系数提高至 0.5 左右。在 $t = 2T/3$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 −0.5,叶栅后流场压力系数提高至 0.3 左右。在 $t = 5T/6$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 −0.2,叶栅后流场压力系数提高至 0.5 左右。在 $t = T$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.3 左右,叶栅后流场压力系数提高至 0.8。随时间推移,200 Hz 工况下叶栅增压作用呈现出随时间强烈波动的趋势。

图 10 为 1 446 Hz 工况下串列叶栅流场的流线图。分离点出现在前叶 10% 弦长处,在 $t = T/6$ 时刻,前叶吸力面存在两个先后向下游迁移的脱落涡,缝隙处存在一缝隙涡,后叶 30% ~90% 弦长存在数个不同尺寸的分离涡。在 $t = T/3$ 时刻,前叶脱落涡向下游移动,后叶分离涡移动至 60% 弦长处。在 $t = T/2$ 时刻,后叶尾缘处存在一尺寸较大的分离涡。在 $t = 2T/3$ 时刻,前叶吸力面存在两个尺寸较小的分离涡,90% 弦长处存在一个尺寸较大的脱落涡,缝隙处存在缝隙涡,后叶 50% 弦长处和 95% 弦长处各存在一个尺寸较小的分离涡,后叶尾缘分离尤为严重,形成两个尺寸较大的对涡。在 $t = 5T/6$ 时刻,前叶脱落涡与缝隙涡发生卷并。在 $t = T$ 时刻,尾缘处对涡继续向下游移动。与基态流场相比,1 446 Hz 工况下串列叶栅流场分离点位置提前了 5% 弦长左右,脱落涡较多,与 200 Hz 工况相比推后了 5% 弦长左右。叶栅后流线波动区域最大达到叶栅通道宽度的 65% 左右,比基态扩大了 15%,比 200 Hz 工况缩小了 10%。

图 11 表示 1 446 Hz 工况下串列叶栅流场的压力系数分布。在 $t = T/6$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 −0.5,叶栅后流场压力系数提高至 0.8 左右。在 $t = T/3$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.3 左右,叶栅后流场压力系数提高至 0.8 左右。串列叶栅附近压力系数较大,前叶吸力面出现蓝色低压区,对应于脱落涡。在 $t = T/2$ 时刻和 $t = 2T/3$ 时刻,高压流体向下游迁移,串列叶栅附近压力系数减小。低压区移动至缝隙上方位置。在 $t = T/2$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.4 左右,叶栅后流场压力系数提高至 0.6 左右。在 $t = 2T/3$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.2 左右,叶栅后流场压力系数提高至 0.6 左右。在 $t = 5T/6$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 −0.4 左右,叶栅后流场压力系数提高至 0.7。在 $t = T$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 −0.5,叶栅后流场压力系数提高至 0.7 左右。与基态流场和 200 Hz 工况流场相比,1 446 Hz 工况下串列叶栅的增压性能随时间推移较基态波动大,但较 200 Hz 工况的波动小。

如图 12 所示,是 10 000 Hz 工况下串列叶栅流场的流线图。分离点出现在前叶 15% 弦长处,在 $t = T/6$ 时刻,前叶吸力面存在较明显的脱落涡,缝隙处产生一个缝隙涡,在后叶压力面 10% 弦长处存在一

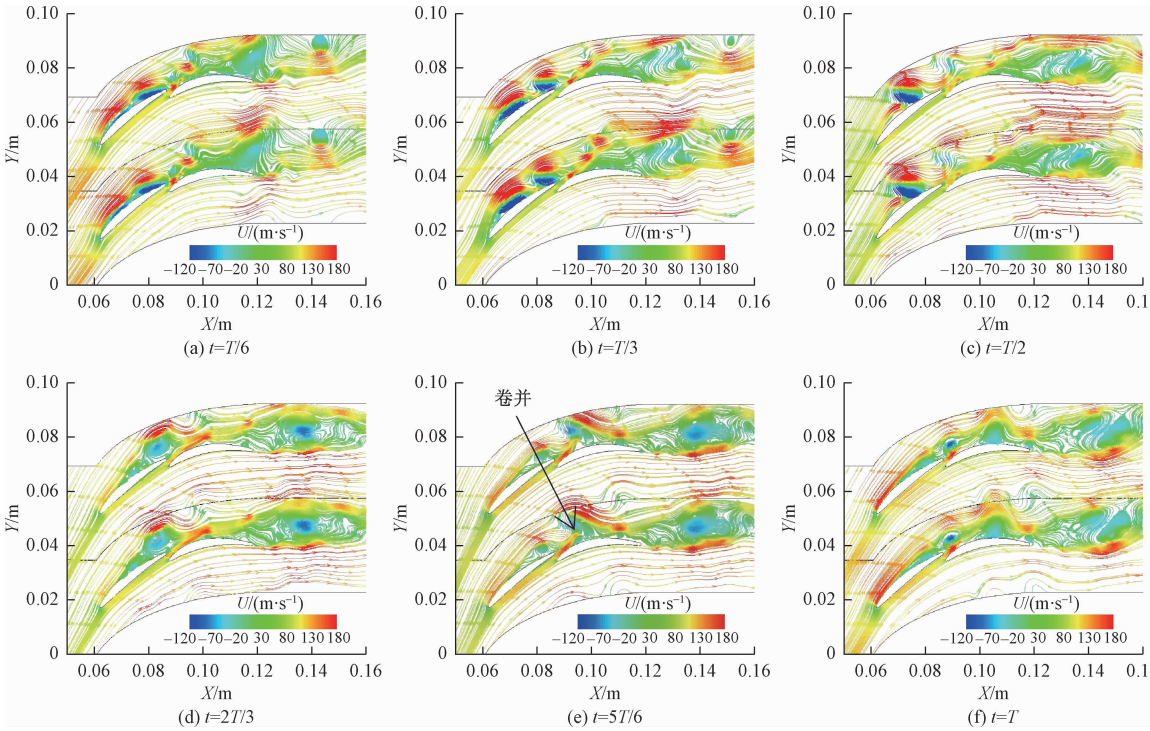


图 10　1 446 Hz 工况流线

Fig. 10　Streamlines under 1 446 Hz operating condition

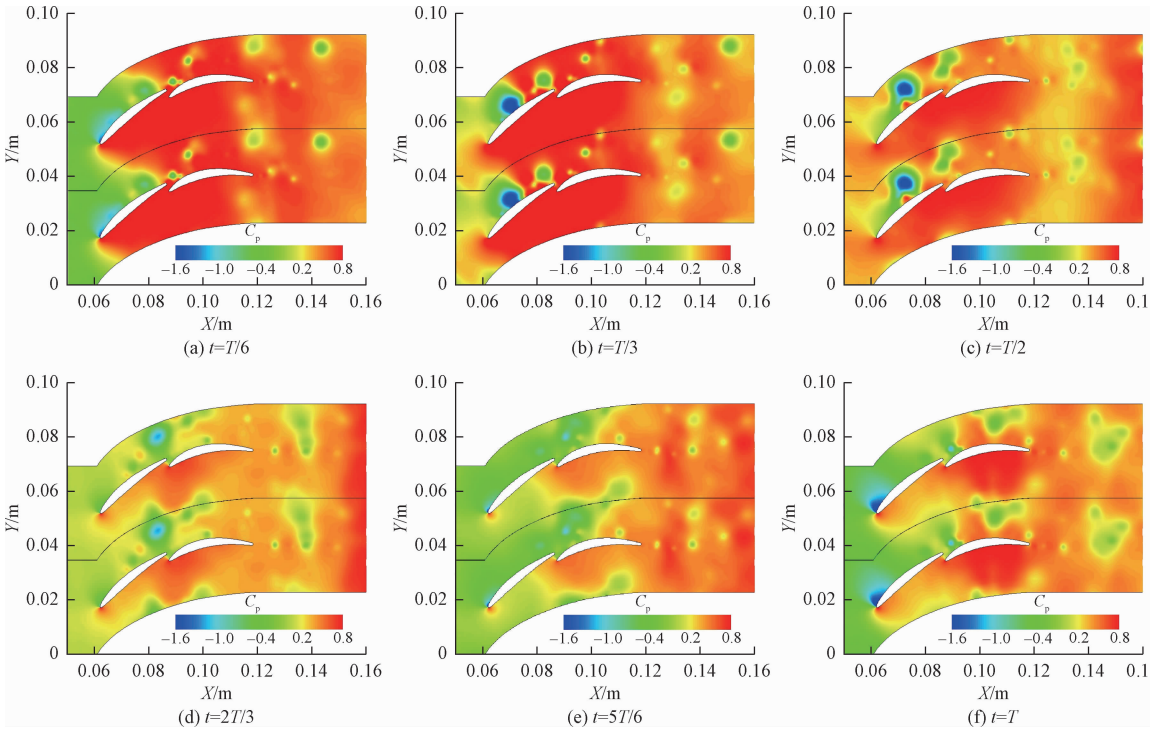


图 11　1 446 Hz 工况压力系数分布

Fig. 11　Pressure coefficient distribution under 1 446 Hz operating condition

个尺寸较小的分离涡,尾缘处存在一个尺寸较小的脱落涡。在 $t = T/3$ 时刻,分离涡向下游发展。在 $t = T/2$ 时刻,后叶压力面的分离涡继续向下游发展。在 $t = 2T/3$ 时刻,前叶分离涡与缝隙涡发生卷并。在 $t = 5T/6$ 时刻,后叶尾缘存在先后向下游迁移的两个分离涡。10 000 Hz 工况下串列叶栅流场分离点位置与基态流场分离点位置相近;叶栅后流线波动区域最大达到叶栅通道宽度的 60% 左右,比

基态扩大了 10%，比 200 Hz 工况减小了 15%，比 1 446 Hz 工况减小了 5%。

图 13 表示 10 000 Hz 工况下串列叶栅流场的压力系数分布。在 $t = T/6$ 时刻，叶栅前流场压力系数为 −0.2，叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在 $t = T/3$ 时刻，叶栅前流场压力系数为 −0.1，叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在 $t = T/2$ 时刻，叶栅前流场压力系数为 0.2，叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在 $t = 2T/3$ 时刻，叶栅前流场压力系数为 0.2，叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在 $t = 5T/6$ 时刻，

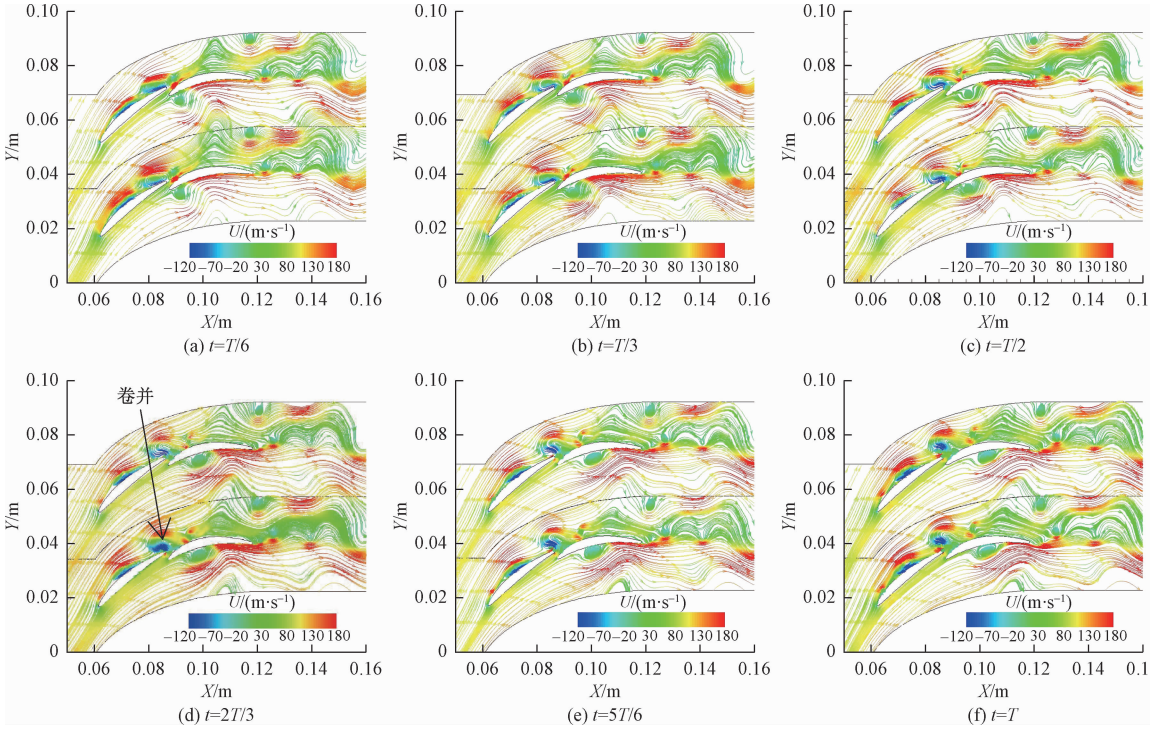


图 12 10 000 Hz 工况流线

Fig. 12 Streamlines under 10 000 Hz operating condition

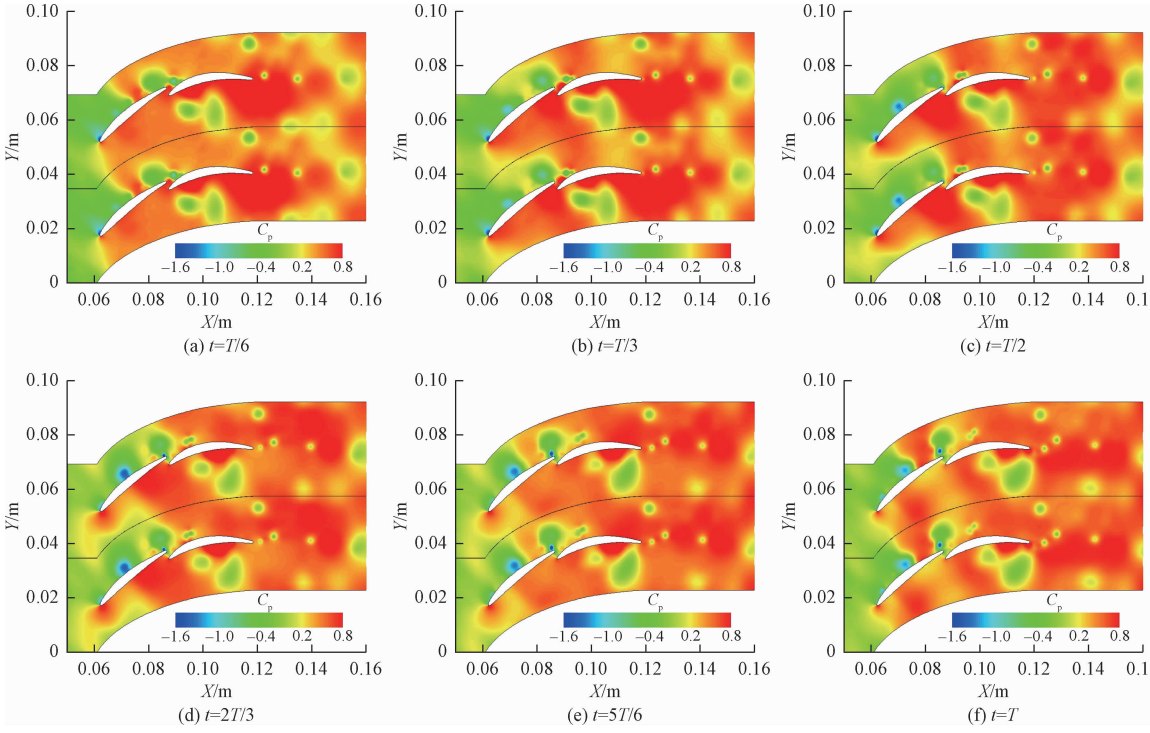


图 13 10 000 Hz 工况压力系数分布

Fig. 13 Pressure coefficient distribution under 10 000 Hz operating condition

叶栅前流场压力系数为 0.2,叶栅后流场压力系数提高至 0.8。在 $t = T$ 时刻,叶栅前流场压力系数为 0.1,叶栅后流场压力系数提高至 0.8。和 200 Hz 和 1 446 Hz 工况对比,10 000 Hz 工况下叶栅进口和出口处压力分布随时间变化弱,但比基态强。综合上述所有的速度和压力的结果,动态入流效应的存在会引起叶栅内流场的流通性降低,而且入流频率越低流通能力降得越多,叶栅增压随时间波动性越强。

3　结论

以串列叶栅为研究对象,数值模拟不同动态入流频率条件下的叶栅流场的流动特性,和不考虑动态入流的基态流场对比,结论如下。

(1)基态串列叶栅的升力系数变化幅度最小,随来流马赫数的变化,200 Hz 和 1 446 Hz 工况升力系数变化幅度相同,均较基态大 0.6;10 000 Hz 工况下升力系数变化幅度较基态大 0.3。

(2)与基态相比,动态入流下串列叶栅流场分离变严重;动态入流下串列叶栅流场频率越低,流场分离区更宽,叶栅流通性越低。10 000 Hz 工况下串列叶栅流场分离点位置与基态流场分离点位置相近,均在前叶 15% 弦长处。1 446 Hz 工况分离点位置比 10 000 Hz 工况提前了 5% 弦长左右。200 Hz 工况分离点位置比 10 000 Hz 工况提前了 10% 弦长左右。基态叶栅后流线波动区域最大达到叶栅通道宽度的 50% 左右,200 Hz 工况比基态扩大了 25%,1 446 Hz工况比基态扩大了 15%,10 000 Hz 工况比基态扩大了 10%。

(3)考虑动态入流时,串列叶栅的增压作用随时间波动增强。入流频率越低,随时间增压波动越强。

参　考　文　献

1　魏　玲, 葛　宁. 串列叶栅静子粘性全三维流场的数值模拟. 南京理工大学学报, 2005; 29(2): 209—212
Wei Ling, Ge Ning. Numerical simulation for 3-dimensional viscous flow field of stator with tandem cascade. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2005; 29(2): 209—212

2　Bammert K, Staude R. Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors. Journal of Engineering for Power, 1980; 102(2): 369—375

3　Saha U K, Roy B. Experimental investigations on tandem compressor cascade performance at low speeds. Experimental Thermal and Fluid Science, 1997; 14(3): 263—276

4　严　明, 陈懋章. 大小叶片轴流压气机转子流动特性分析. 推进技术, 2002; 23(4): 280—282
Yan Ming, Chen Maozhang. Flow performance analysis in an axial compressor rotor with splitter. Journal of Propulsion Technology, 2002; 23(4): 280—282

5　王洪伟, 蒋浩康, 陈懋章. 大小叶片压气机平面叶栅试验研究. 工程热物理学报, 2006; 27(1): 113—116
Wang Hongwei, Jiang Haokang, Chen Maozhang. Experimental investigation of splitter compressors in a planer cascade. Journal of Engineering Thermophysics, 2006; 27(1): 113—116

6　金洪江, 叶志锋, 龚继鹏. 轴流压气机大小叶片特性试验. 航空动力学报, 2009; 24(8): 1813—1817
Jin Hongjiang, Ye Zhifeng, Gong Jipeng. Test of the characteristics of axial flow compressor with splitter. Journal of Aerospace Power, 2009; 24(8): 1813—1817

7　杨松霖, 滕金芳, 羌晓青. 周向偏距对串列叶栅气动性能的影响. 节能技术, 2016; 34(1): 129—133
Yang Songlin, Teng Jinfang, Qiang Xiaoqing. Effect of tangential displacement on tandem cascade aerodynamic performance. Energy Conservation Technology, 2016; 34(1): 129—133

8　李绍斌, 王松涛, 冯国泰, 等. 串列叶栅后排静叶周向位置对压气机性能影响的数值研究. 工程热物理学报, 2004; 25(6): 943—945
Li Shaobin, Wang Songtao, Feng Guotai, *et al*. Numerical investigation on the compressor performances under different circumferential positions of the rear blade tandem stator. Journal of Engineering Thermophysics, 2004; 25(6): 943—945

9　沈　淳, 滕金芳. 轴向相对位置对串列叶栅气动性能影响的数值研究. 科学技术与工程, 2013; 13(5): 1238—1241
Shen Chun, Teng Jinfang. Numerical investigation of axial displacement effect on tandem cascade. Science Technology and Engineering, 2013; 13(5): 1238—1241

10　沈　淳. 压气机串列叶栅流场特性的数值模拟与实验研究. 上海: 上海交通大学, 2012
Shen Chun. Numerical and experimental investigation of flow field and performance in compressor tandem cascades. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012

11　Chen X, Agarwal R. Inclusion of a simple dynamic inflow model in the blade element momentum theory for wind turbine application. International Journal of Energy and Environment, 2014; 5(2): 183—196

12　Jakob B, Rauleder J, Ludwig F, *et al*. Real-time simulation of dynamic inflow using rotorcraft flight dynamics coupled with a Lattice-Boltzmann based fluid simulation. 55th AIAA Aerospace Sciences Meeting. Washington, D. C.: AIAA, 2017:0050

13　Eckel J, Heinrich A, Janke C, *et al*. 3D numerical and experimental investigation of high turning compressor tandem cascade. Deutscher Luft-Und Raumfahrtkongress. Braunschweig: Technische University of Berlin, 2016: 1—12

14　高丽敏, 李瑞宇, 赵　磊, 等. 分离涡模拟类方法发展及在叶轮机械内流场的应用. 南京航空航天大学学报, 2017; 49(3): 301—312
Gao Limin, Li Ruiyu, Zhao Lei, *et al*. Review of development of DES and its application in turbomachinery. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017;49(3): 301—312

15　Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows. 39th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Washington, D. C.: AIAA, 2001:0879

16　王建明, 桂　琳, 马　驰, 等. 过失速点的带间隙叶栅流动结

构. 沈阳航空航天大学学报, 2016; 33(3): 11—17
Wang Jianming, Gui Lin, Ma Chi, *et al*. Flow structure with clearance in a post-stall condition. Journal of Shenyang Aerospace University, 2016; 33(3): 11—17

Tandem Cascades Flow on the Condition of Dynamic Inflow

WANG Jian-ming, WANG Yu-ting, MING Xiao-jie, MA Yang, ZHU Jian-yong
(Liaoning Key Lab of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System, College of Aeroengine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

[**Abstract**] In the aero-engine axial compressor flowing passage, the tandem cascades are usually used between the high pressure and low pressure rotors to improve the quality of the flow field. The rotation of the upstream vane will cause the dynamic inflow (unsteady inflow) of tandem cascade, which will result in strong oscillation of the flow field and impact on the performance of tandem cascade. Hence, the characteristic study on the tandem compressor cascade flow field under the condition of dynamic inflow has great engineering significant. In order to study that, three different rotor frequencies were selected for the numerical simulation of compressor tandem cascade flow field, and the user-defined function (UDF) is used to achieve the change of inlet Mach number. The result indicates that the separation of dynamic inflow flow field is more serious than that of steady case, and the through-flow capacity decreases. Lower the inflow's frequency is, worse the through-flow capacity is.

[**Key words**] compressor tandem cascade unsteady flow dynamic inflow