

# 유체진동기의 형상 변화가 성능에 미치는 영향

정 한 솔,<sup>1</sup> 김 광 용<sup>\*2</sup>

<sup>1</sup>인하대학교 대학원 기계공학과

<sup>2</sup>인하대학교 기계공학부

## EFFECTS OF FLUIDIC OSCILLATOR GEOMETRY ON PERFORMANCE

Han-Sol Jeong<sup>1</sup> and Kwang-Yong Kim<sup>\*2</sup>

<sup>1</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Inha Univ.

<sup>2</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Inha Univ.

*A parametric study on a fluidic oscillator was performed numerically in this work. Three-dimensional unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were solved to analyze the flow in the fluidic oscillator. As turbulence closure, k-ε model was employed. Validation of the numerical results was performed by comparing numerical results with experimental data for frequency of the oscillation. The parametric study was performed using five geometric parameters. Performance of the fluidic oscillator was evaluated in terms of velocity ratio and pressure drop. The results show that the inlet channel width and the distance between splitters are important factors in determining the performance of the fluidic oscillator.*

**Key Words :** 유체진동기(Fluidic oscillator), 비정상 유동(Unsteady flow), 속도비(Velocity ratio), 레이놀즈평균 나비에-스톡스 방정식(Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations), 박리유동(Separation flow)

### 기호설명(Nomenclature)

$A_{max}$  : 난류에너지와 와도의 크기가 특정값 이상인 면적  
 $A_{ref}$  : 출구 목의 단면적  
 $A_{xy}$  : 유체진동기의 x-y 평면상의 면적  
 $b$  : 피드백 채널 너비  
 $d1$  : 분리판 사이 거리  
 $d2$  : 출구 목 두께  
 $d3$  : 출구 너비  
 $D_h$  : 출구 목의 수력직경  
 $H$  : z방향 깊이  
 $L$  : 피드백 채널 및 챔버의 유동방향 길이  
 $\dot{m}_{inlet}$  : 입구 노즐의 질량유량  
 $S$  : 입구부터 출구까지의 거리

$U_{peak}$  : 최대 제트 속도  
 $U_{ref}$  : 출구 목에서의 기준 속도  
 $w$  : 입구 유로 너비  
 $x, y, z$  : 직교 좌표들  
 $\Delta p$  : 유체진동기 내의 압력강하  
 $\rho$  : 작동유체의 밀도

### 1. 서 론

항공기나 유체기계의 날개 위에서 발생하는 유동의 박리는 성능에 바람직하지 못한 영향을 미칠 수 있다. 최근에는 이러한 박리 현상의 제어를 위한 첨단적인 방법으로 소형 유체진동기들을 날개에 삽입하여 유동을 제어하는 연구가 활발히 진행되고 있다[1-3]. 유체진동기는 진동하는 유체를 발생시켜 경계층 내부에 분사함으로써 압력 구배를 조절하여 박리현상을 제어하게 된다. 이러한 유동제어 방식을 풍력터빈의 블레이드에 적용할 경우 바람 조건의 영향을 최소화하여 풍력발전의 효율을 증대시키는데 크게 기여할 수 있다.

Fig. 1과 같은 유체진동기의 입구에서는 유체가 시간에 따

Received: August 5, 2016, Revised: September 12, 2016,

Accepted: September 12, 2016.

\* Corresponding author, E-mail: kykim@inha.ac.kr

DOI http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2016.21.3.077

© KSCFE 2016

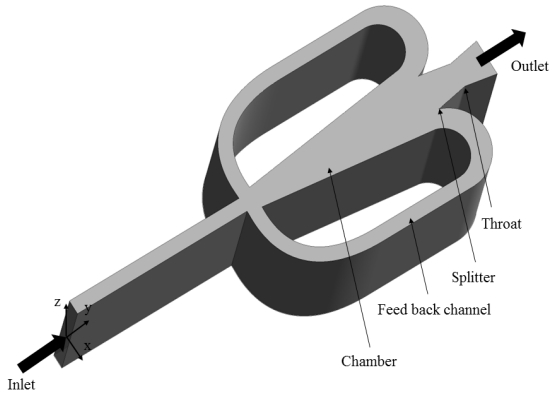


Fig. 1 Computational domain

라 일정하게 유입이 되고 유입된 유체는 코안다(Coanda) 효과에 의해 챔버(chamber)의 한쪽 벽을 따라 흘러 주유동을 형성한다. 주유동은 분리기(splitter)에 의해 분리되어 일부는 출구로 향하고 나머지는 피드백 유로(feed back channel)를 통해 다시 입구부로 되돌아와 주유동을 반대쪽 챔버 벽면으로 밀어 붙인다. 이 과정이 반복되며 유체진동기의 출구에서 유동은 시간에 따라 좌우로 진동하며 나가게 된다.

항공기나 유체계의 날개에 삽입된 유체진동기가 날개면상의 유동 특성에 미치는 영향에 대해서는 다양한 연구가 수행되어왔다. Lee et al.[1]은 타원형 단면의 날개에 유체를 일정하게 분사하는 제트분사기와 진동하며 분사하는 유체진동기를 각각 설치하여 실험적으로 유동형태를 분석하였다. 이 연구를 통해 유동박리 억제에 통한 실속지연 효과는 제트분사기 보다 유체진동기가 더 효과적임을 확인하였다. Nagib et al.[2]은 유체진동기의 성능 지표들 평가하기 위해 다양한 유체진동기의 조건에 따른 익형의 양력계수를 측정하였다. 그 결과 유동박리 현상을 제어하기 위한 유체진동기의 성능 지표로 속도비(velocity ratio)가 가장 타당한 것을 확인하였다. Cerretelli et al.[3]은 풍력터빈의 날개에 삽입된 유체진동기의 효과를 실험적으로 입증하고, 자유류의 레이놀즈수와 유체진동기의 속도비에 따라 날개의 양력계수가 10 ~ 60% 증진된다고 보고하였다.

유체진동기 내부 유동장의 특성을 알아보기 위한 연구가 여러 연구자들에 의해 수행되었다. Bobusch et al.[4]은 2개의 피드백 유로와 2개의 출구 노즐을 갖는 유체진동기의 내부 유동 특성을 실험을 통해 분석하였다. 이를 통해 비활성화 된 출구 노즐에서는 큰 와류가 발생해 활성화된 출구 노즐로만 유체가 분사되며, 입구와 출구 노즐의 형상이 진동 여부와 진동수에 큰 영향을 미친다고 보고하였다. Woszidlo et al.[5]은 유체진동기 내부의 유동 현상을 실험적으로 분석하였다. 그

결과 챔버 안에서 발생하는 와류의 부피와 반 주기(period) 동안 피드백 유로를 통해 흐른 유체의 양이 일치함을 확인하였다. 이를 통해 진동수가 피드백 유로로 유입되는 유량에 큰 영향을 받는 것을 확인하였다.

아울러, 여러가지 외부 형상을 갖는 유체진동기의 유동 특성에 대해 연구가 이루어졌다. Yang et al.[6]은 직선형 챔버 벽을 갖는 유체진동기와 계단형 챔버 벽을 갖는 유체진동기의 유동장을 실험적으로 비교하였다. 이를 통해 계단형 벽을 갖는 유체진동기가 챔버 내부에 와류를 더 효과적으로 발생시키고, 직선형 벽을 갖는 유체진동기보다 더 넓은 범위의 유량 조건에서 유동의 진동을 유발한다는 것을 확인하였다. Vasta et al.[7]은 유체진동기의 출구 노즐이 기준 축을 중심으로 90°와 124°로 기울어진 경우에 대해 제트 분사의 폭과 속도를 수치해석적으로 계산하였다. 그 결과 출구 노즐의 각이 90°인 경우가 124°인 경우보다 더 낮은 평균 속도로 더 넓게 분사되는 것을 확인하였다. Ostermann et al.[8]은 유체진동기의 모서리가 각각 직선과 곡선인 경우에 대해 입구 노즐에 동일 유량을 제공하기 위해 필요한 압력과 출구에서의 제트 굴절각을 실험적으로 측정하였다. 그 결과 모서리가 곡선인 유체진동기가 직선인 유체진동기 보다 제트 굴절각이 더 크며, 20% 낮은 압력으로 동일 유량을 제공할 수 있는 것을 확인하였다.

이상과 같은 연구에서 유체진동기가 날개면 상의 유동특성과 성능에 큰 영향을 미치는 것이 입증되었다. 아울러 유체진동기 내부의 유체역학적 현상과 여러 가지 외부 형상을 갖는 유체진동기의 성능이 확인되었다. 그러나 아직까지 유체진동기의 내부 형상이 성능에 미치는 영향에 대해서는 체계적인 연구가 수행된 바가 없다.

그러므로 본 연구에서는 삼차원 유동해석 방법을 이용하여 유체진동기의 내부형상 변수들이 출구 제트의 속도와 진동기 내 압력손실에 미치는 영향을 분석하였다. 이를 위해 가장 일반적 2개의 피드백 유로와 단일 출구 노즐을 갖는 유체진동기에 대해 다섯 가지 형상 인자들을 사용해 속도비와 압력손실에 대한 매개변수 연구를 수행하였다.

## 2. 수치해석 방법

본 연구에서는 삼차원 유동해석을 위해 상용 전산유체역학 코드인 ANSYS CFX 15.0[9]을 이용하였다. 비정상상태 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식을 수치적으로 계산하여 유체진동기 내부의 유동해석을 수행하였다. 난류모델로는 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다. Vasta et al.[7]은  $k-\epsilon$  모델을 사용해 다양한 유체진동기의 형상에 따른 제트의 진동수와 속도에 대한 수치해석 결과를 제시하였으며, 이 결과는 실

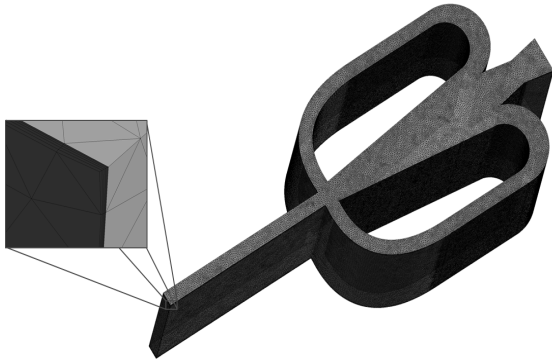


Fig. 2 An example of grid system

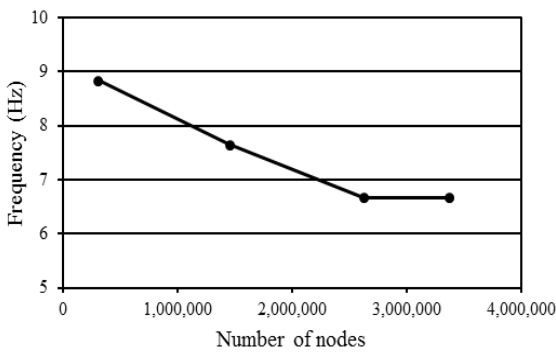


Fig. 3 Grid dependency test

험결과와 매우 좋은 일치성을 보인 바 있다.

계산영역은 Fig. 1과 같이  $y$ 축과 대칭인 전체 유체유동기 내부유동장으로 설정하였으며, 이는 유체가 유입되는 직사각형 입구유로와 코안다 효과가 발생하는 챔버, 분리기, 피드백 유로, 목(throat), 그리고 출구유로로 구성되어 있다. 작동유체로는 물을 사용하였다. 출구 목의 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수는 14,570이다. 경계조건으로 입구에서는 일정유량 조건, 출구에서는 정압력 조건을 사용하였다. 벽면에는 점착 조건(no-slip condition)이 부여되었다. 비정상 수치계산에서 코린트 수(Courant number)를 10 이하로 유지하기 위해 시간간격(time step)을 0.001 s로 설정하였다.

Fig. 2에서와 같이 격자계로 비정렬 사면체 격자계가 사용되었다. 벽 근처에서는 해석의 정확성을 향상시키기 위해 프리즘 격자를 구성하였으며, 벽에서 가까운 첫 번째 격자점에서의  $y$ +값을 30 이상으로 유지하여 실험적인 벽함수가 벽 근처 난류에 대해 적용되도록 하였다.

수치해석에 사용될 최적의 격자수와 격자분포를 찾기 위해 격자 의존성 테스트를 수행하였다. 기준형상에 대해 격자수 300,000 ~ 3,400,000 사이의 네 가지 격자계를 사용하여 테스트를

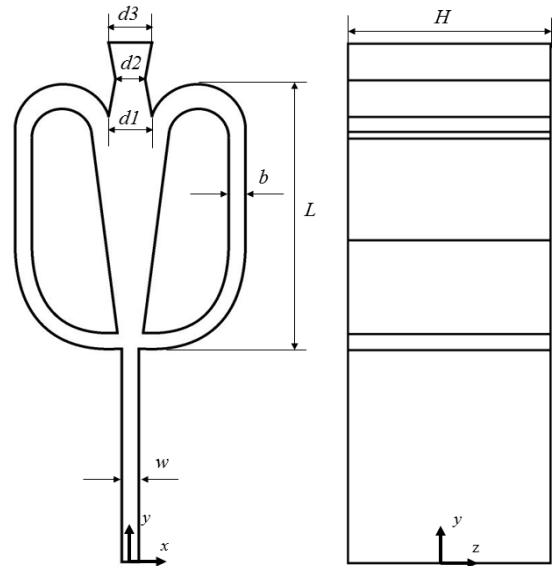


Fig. 4 Geometric parameters of fluidic oscillator

를 수행하여 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 피드백 유로 내부 유동의 진동수에 대해 약 260만개 이상의 격자수에서 격자의존성이 없어짐을 확인 할 수 있었다. 이에 따라 2,600,000개를 최적 격자수로 선정하였다. 유체진동기의 형상변화에 따라 사용된 격자수는 다소 차이가 있었지만 모든 경우에 동일한 격자 밀도를 유지하였다.

수치해석의 수렴 여부는 지배방정식들의 RMS 잉여값(root-mean-square residual)이  $10^{-4}$  이하일 경우 수렴하였다고 판단하였다. 수치해석을 위하여 Intel i7 2.67 GHz CPU를 사용하였으며, 한 가지 형상을 계산하는데 평균적으로 매 타임스텝 당 10번의 반복계산과 약 8일의 계산시간이 소요되었다.

### 3. 형상변수 및 목적함수

Fig. 4에 도시된 기준형상에 대한 기하학적 변수값들을 Table 1에 나타내었다. 유체진동기의 형상변수들이 출구 제트의 속도와 압력강하에 미치는 영향을 살피기 위하여 5개의

Table 1 Dimensions of the reference fluidic oscillator

$w$	2 mm
$d1$	7.7 mm
$d3$	7.7 mm
$b$	3 mm
$L$	50 mm
$d2$	5.3 mm
$H$	40 mm

무차원화된 형상변수들, 즉 출구 목의 폭에 대한 입구유로 폭 ( $w/d2$ ), 분리기 사이 거리( $d1/d2$ ), 출구 폭( $d3/d2$ ), 피드백 유로 폭( $b/d2$ ), 피드백 유로의 유동방향 길이( $L/d2$ )의 비를 선택하였다. 무차원 형상변수들의 범위와 기준값을 Table 2에 나타내었다.

유체진동기의 제트 속도와 압력강하를 평가하기 위하여 두 가지 성능함수를 정의하였다. 제트 속도와 관련한 성능함수는 속도비를 사용하였다. 속도비는 유동제어를 위한 유체진동기의 주된 성능함수로 일반적으로 사용되고 있으며[10], 다음과 같이 정의된다.

$$F_{VR} = \frac{U_{peak}}{U_{ref}} \tag{1}$$

여기서 기준속도  $U_{ref}$ 는 출구 목 부분의 속도로

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_{inlet}}{A_{ref}\rho}$$

이고,  $U_{peak}$ 는 출구에서 질량유량으로 평균된 제트 속도의 최대값이며,  $\dot{m}_{inlet}$ 은 입구에서의 질량유량,  $A_{ref}$ 는 출구 목 부분의 단면적,  $\rho$ 는 작동유체(물)의 밀도이다.

압력손실과 관계된 성능함수는 마찰계수이며 다음과 같이 정의된다.

$$F_f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho U_{ref}^2 S} \tag{2}$$

여기서  $\Delta p$ 는 유동장에서의 압력강하를 나타낸다.  $D_h$ 는 출구유로 목의 수력직경,  $S$ 는 입구부터 출구까지의 거리이다.

### 4. 결과 및 검토

수치해석의 타당성을 검증하기 위해 Yang et al.[6]이 실험에서 사용한 것과 동일한 유체진동기에 대하여 수치해석을 수행하여 실험치와 계산치를 비교하였다. 실험에서와 같이 입

Table 2 Ranges of geometric parameters

Parameter	Lower limit	Reference	Upper limit
$w/d2$	0.19	0.37	0.94
$d1/d2$	0.53	1.45	2.34
$d3/d2$	0.77	1.45	1.94
$b/d2$	0.57	0.57	1.04
$L/d2$	2.26	3.58	4.91

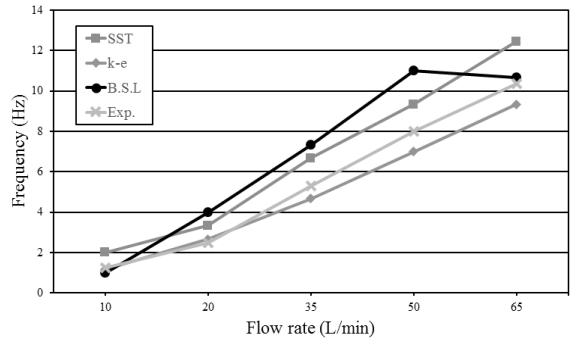


Fig. 5 Validation of numerical results and turbulence model test using experimental data[6]

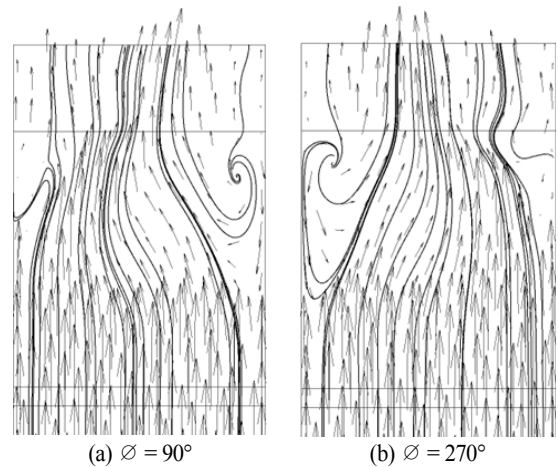


Fig. 6 Velocity vectors and streamlines on  $y$ - $z$  plane( $x = 0$ ) for reference geometry

구 유량을 10 ~ 65 L/min 범위에서 변화시키며 계산을 수행하였고, 주어진 유량 범위에서 Yang et al.[6]이 제시한 바 있는 챔버 내부에서 코안다 효과에 의해 주 유동이 한쪽 벽으로 붙어 진동하는 현상을 확인하였다. Fig. 5에는 피드백 유로 내부유동의 진동수에 대한 실험치[6]와 URANS(Unsteady RANS) 해석의 계산값을 나타내었다. 수치계산은 세 가지의 난류모델, 즉 Shear Stress Transport(SST), Baseline(BSL)[11], 그리고 k-ε 모델을 사용해 수행되었다. 계산 결과를 통해 SST와 k-ε 모델을 사용한 해석이 입구유량에 따른 진동수 변화의 경향을 대체적으로 잘 예측함을 알 수 있었으며, k-ε 모델을 사용한 계산결과가 실험값과 평균적으로 약 12%의 오차를 나타내 가장 정확하였으므로 추후 계산을 위한 난류모델로 k-ε 모델을 선정하였다. 제트의 중심이 출구유로의 중앙에 위치한 시각의 위상각( $\varnothing$ )을 0°로 진동 주기를 정의했을 때,  $\varnothing = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 일 때  $y$ - $z$  평면( $x = 0$ )에서 기준형상을 가진 유체진동기의 속도 벡터와 유선을 Fig. 6에 나타내었다. 유체진동기의

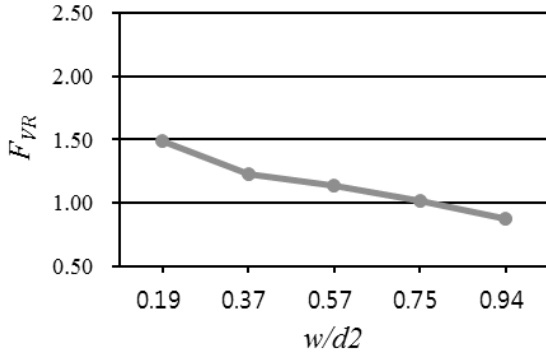


Fig. 7 Variation of  $F_{VR}$  with inlet nozzle width-to-outlet throat thickness ratio

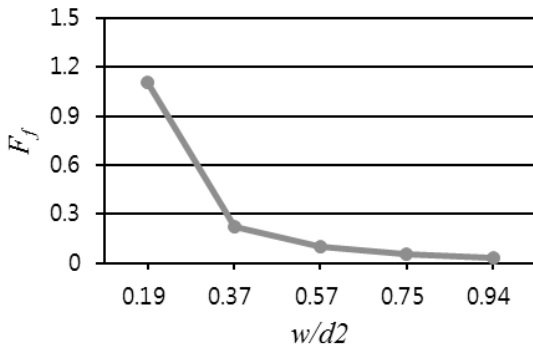


Fig. 8 Variation of  $F_f$  with inlet nozzle width-to-outlet throat thickness ratio

형상이 y축을 중심으로 대칭이더라도 유동이 비대칭적으로 형성되는 것을 확인하였다. 따라서 두 위상각에서 제트가  $z = 0$  인근에 집중되며 좌우로 진동하는 것을 알 수 있다. 이를 바탕으로 본 연구에서는  $z = 0$  에서 x-y 평면 상에서의 유동 구조를 분석하였다.

4.1 입구유로 폭의 영향

Fig. 7과 8에  $0.19 \leq w/d2 \leq 0.94$  의 범위에서 출구 목 폭에 대한 입구유로 폭의 비(w/d2) 변화에 대한  $F_{VR}$ 과  $F_f$ 의 변화를 각각 나타내었다. Fig. 7은 w/d2가 감소할수록 속도비가 거의 선형적으로 증가하는 경향을 보여주고 있다. 압력손실의 경우 w/d2가 증가할수록 감소하는 경향을 보여주고 있다. 특히  $w/d2 = 0.19 \sim 0.37$  구간에서 압력손실이 크게 감소하는 것을 볼 수 있다. 그러므로 입구유로 폭(w/d2)이 감소할수록 속도비는 향상되지만 압력손실은 커지는 것을 알 수 있다.

$\varnothing = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 일 때 x-y 평면( $z = 0$ )에서 w/d2 변화에 따른 국부속도비(local velocity ratio) 분포를 Fig. 9에 나타내었

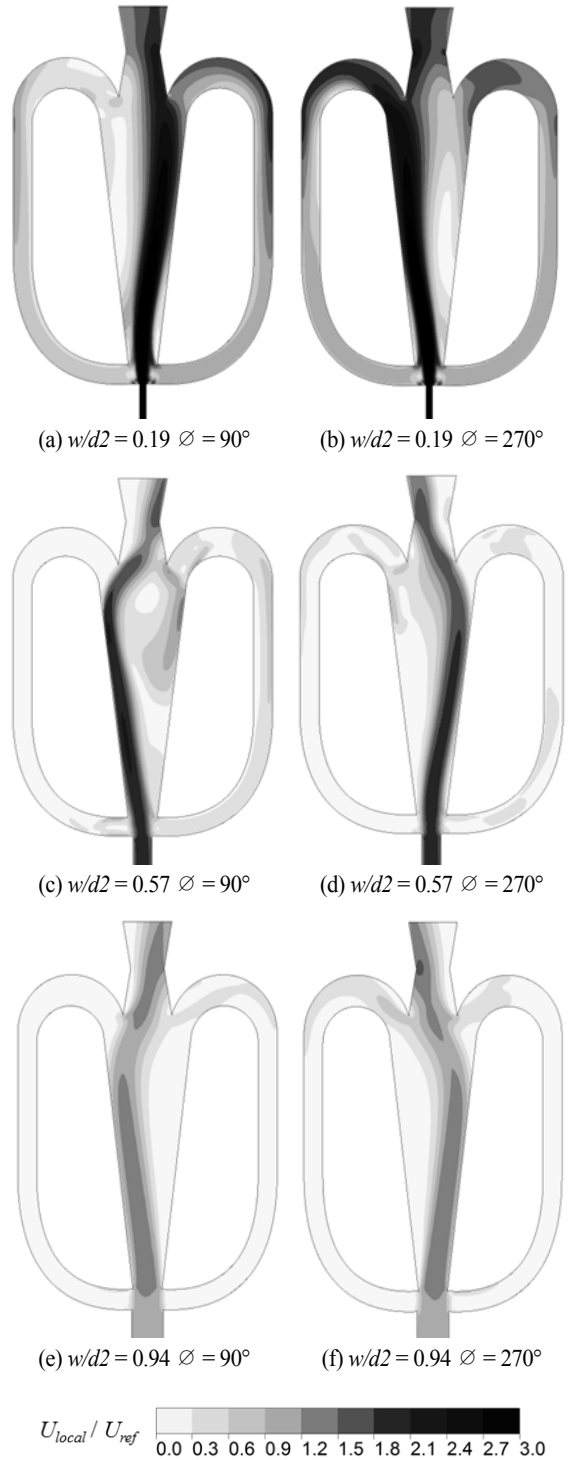


Fig. 9 Distributions of local velocity ratio on x-y plane( $z = 0$ ) for different w/d2

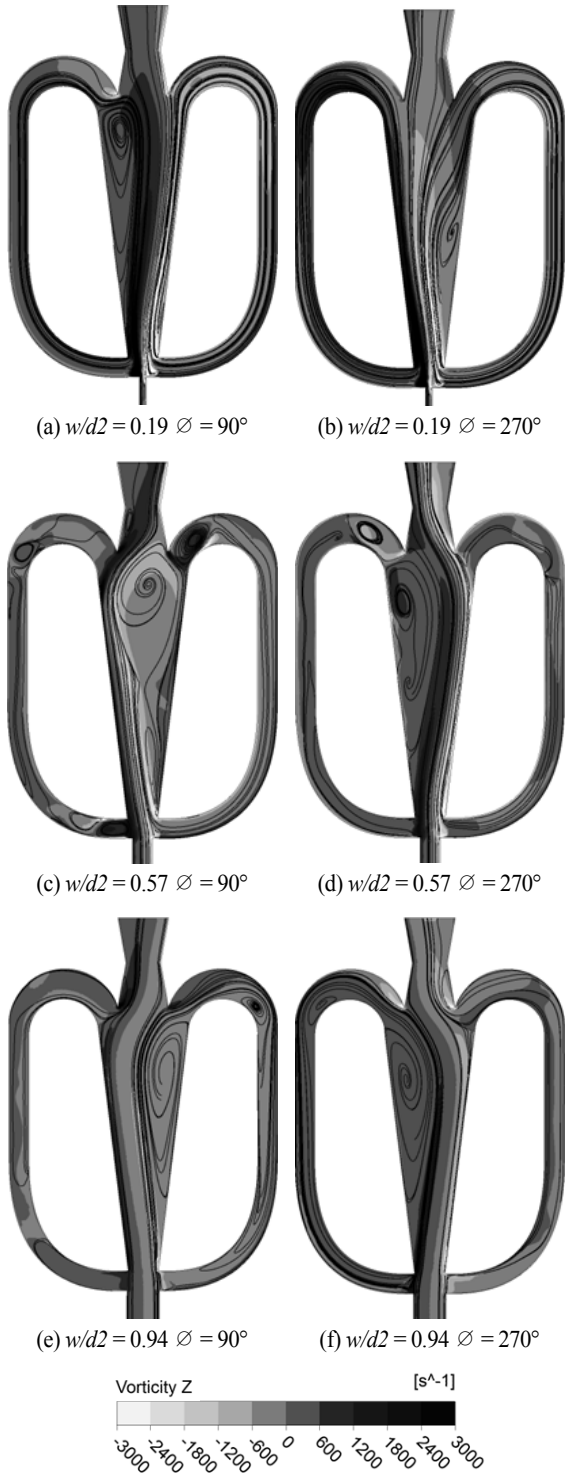


Fig. 10 Vorticity( $\omega_z$ ) distributions and streamlines on  $x-y$  plane( $z = 0$ ) for different  $w/d2$

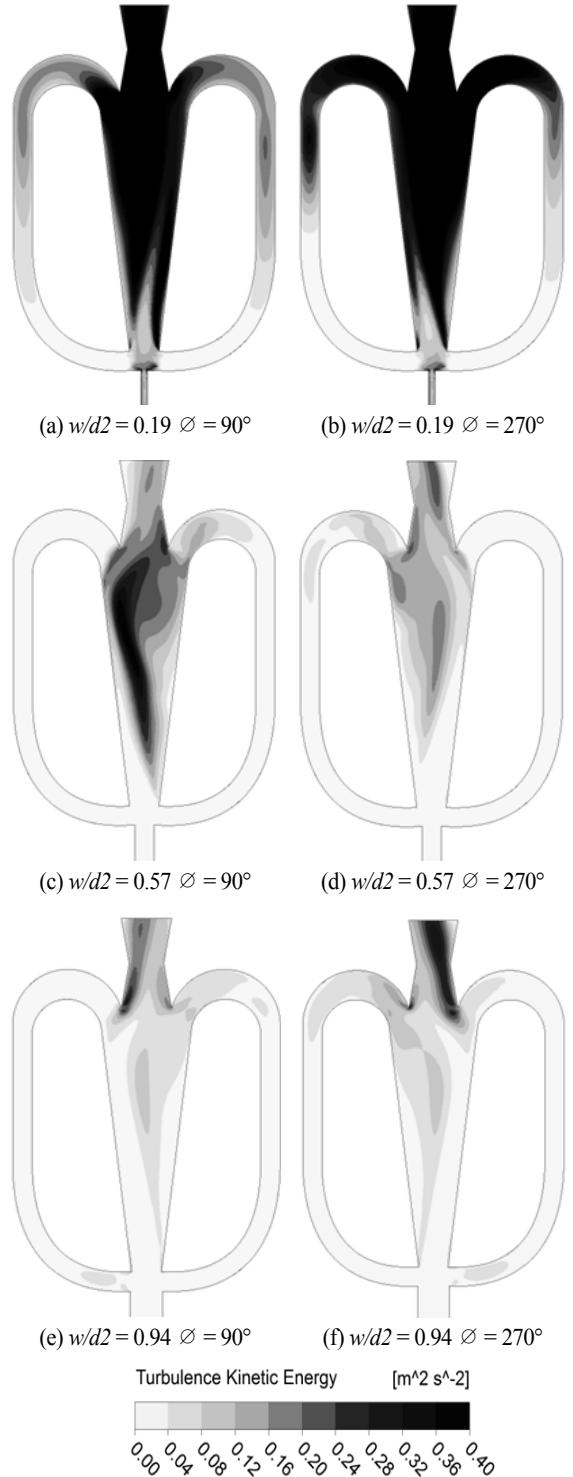


Fig. 11 Turbulent kinetic energy distributions on  $x-y$  plane( $z = 0$ ) for different  $w/d2$

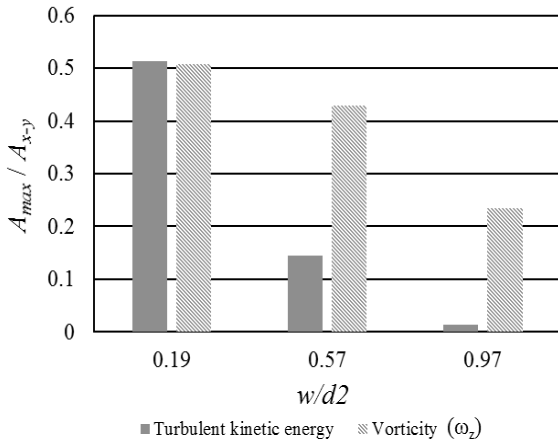


Fig. 12 Areas of high turbulent kinetic energy and vorticity( $\omega_z$ ) for different  $w/d2$

다. 국부속도비는 기준속도에 대한 국부속도( $U_{local}$ )의 비로 정의하였다. 입구의 폭( $w/d2$ )이 감소할수록 입구의 유동 속도가 커짐에 따라 챔버 내부의 주유동과 출구 제트의 속도도 커짐을 알 수 있다.  $w/d2$ 가 감소할수록 피드백 유로로 유입되는 유체의 속도 비도 증가하는 데 특히 가장 작은 입구폭  $w/d2 = 0.19$ 에서는 피드백 유로 입구에서의 유속이 거의 출구 제트의 속도와 유사한 것을 확인할 수 있다. Fig. 10은  $\theta = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 일 때  $x-y$  평면( $z = 0$ )에서  $w/d2$  변화에 따른  $z$  방향 와도( $\omega_z$ )와 유선의 분포를 나타낸다.  $w/d2$ 가 감소할수록 전반적으로 더 큰 와도가 나타남을 알 수 있다. 특히 가장 작은 입구폭( $w/d2 = 0.19$ )에서 피드백 유로에서 나온 유동과 입구유동이 충돌하는 입구 근처 챔버 내에 강한 반대 방향 와류 쌍(vortex pair)이 나타나고 있다.  $\theta = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 일 때  $x-y$  평면( $z = 0$ )에서  $w/d2$  변화에 따른 난류운동에너지의 분포를 Fig. 11에 나타내었다.  $w/d2$ 가 감소할수록 난류운동에너지 발생이 급격히 증가하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 8에 나타난 바와 같이  $F_f$ 가 압도적으로 큰  $w/d2 = 0.19$ 의 경우 Fig. 11(a)와 (b)에서와 같이 챔버 내부에서 전반적으로 높은 난류에너지 분포가 나타난다. Fig. 12에는  $x-y$  평면( $z = 0$ )에서 난류에너지가  $0.24 \text{ m}^2/\text{s}^2$  이상인 면적 또는 와도의 절댓값이  $400 \text{ s}^{-1}$  이상인 면적( $A_{max}$ )과  $x-y$  평면 면적( $A_{x-y}$ )의 비를 나타내었다.  $A_{max}$ 의 면적은  $\theta = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 에서의 평균값을 사용하였다. 가장 작은 입구폭인  $w/d2 = 0.17$ 인 경우가 다른 경우에 비해 매우 큰 면적비 값들이 얻어졌다. 유동장 내의 와도와 난류운동에너지의 증가는 압력손실을 증가시키는 것으로 알려져 있다 [12]. 따라서 특정 값 이상의 와도와 난류에너지 영역이 가장 큰  $w/d2 = 0.17$ 인 경우가 Fig. 8에서도 볼 수 있듯이 가장 큰 압력손실을 나타내고 있다.

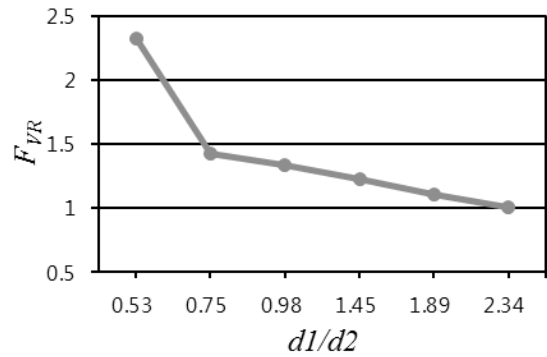


Fig. 13 Variation of  $F_{VR}$  with splitter distance-to-outlet throat thickness ratio

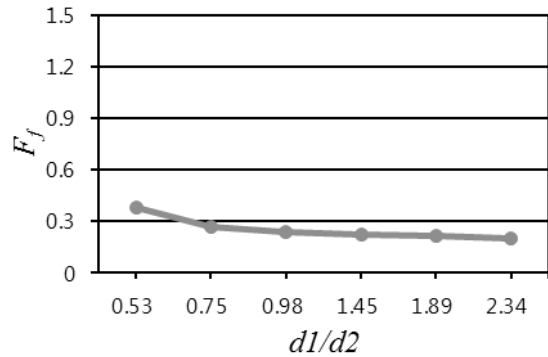


Fig. 14 Variation of  $F_f$  with splitter distance-to-outlet throat thickness ratio

#### 4.2 분리기 사이 거리의 영향

$0.53 \leq d1/d2 \leq 2.34$  범위에서 출구 목 폭에 대한 분리기 사이 거리의 비( $d1/d2$ )에 따른 속도비의 변화가 Fig. 13에 나타나 있다.  $d1/d2$ 가 감소할수록 속도비는 완만하게 증가하다가  $d1/d2 = 0.53 \sim 0.75$  구간에서 급격하게 증가한다. 속도비의 총 변화 폭은 주어진 범위에서  $w/d2$ 의 경우(Fig. 7)에 비해 약 2배 정도 큰 것을 알 수 있다. Fig. 14은  $d1/d2$  변화에 따른 압력손실에 관련된 마찰계수의 변화를 나타낸다.  $d1/d2$ 가 증가할수록 압력손실이 감소하는 것을 알 수 있으나, 그 변화의 폭은  $w/d2$ 의 경우(Fig. 8) 보다 1/6 정도로 작다.

Fig. 15는  $\theta = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 일 때  $x-y$  평면( $z = 0$ )에서  $d1/d2$  변화에 따른 국부속도비 분포를 나타낸 것이다.  $d1/d2 = 1.45$ 와  $2.34$ 에 대해서는 유체진동기 내부 속도분포가 비슷하게 나타나고 있으나 출구 목이 사라지고 출구유로가 선형적으로 확대되는  $d1/d2 = 0.53$ 에서는 Fig. 15(a)와 (b)에 나타난 바와 같이 출구 유속의 쏠림 현상이 강화되어 Fig. 13의 속도비  $F_{VR}$ 이 크게 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 16과 17은  $\theta =$

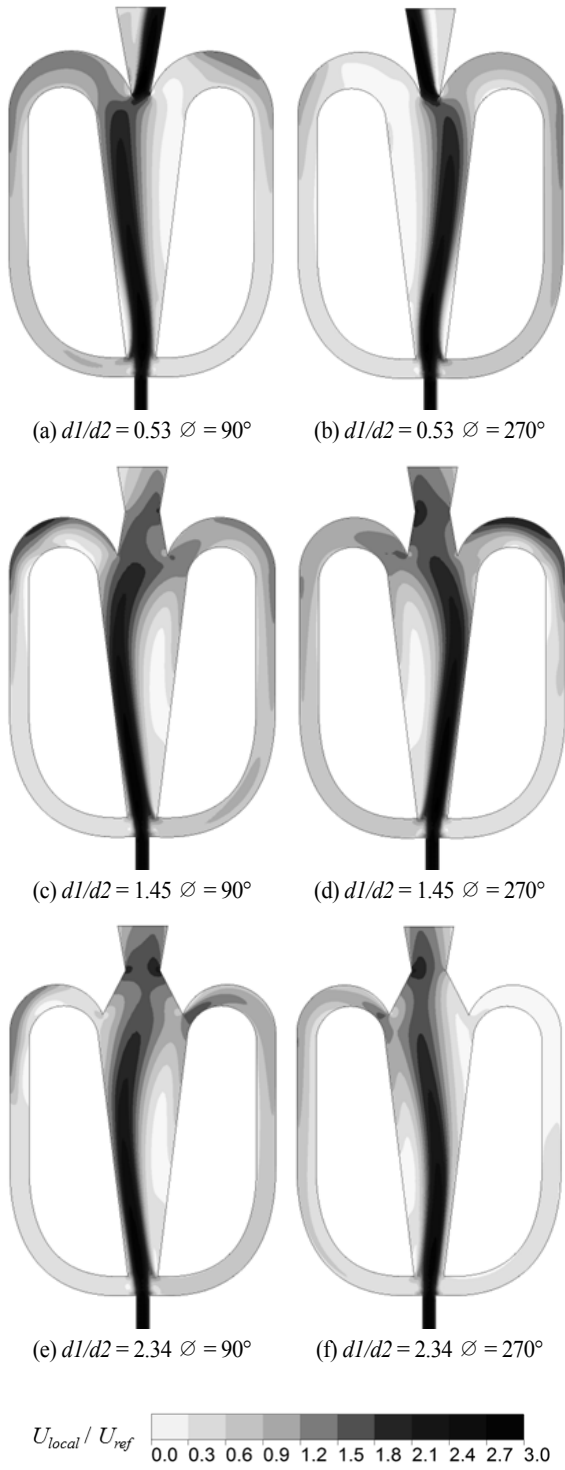


Fig. 15 Distributions of local velocity ratio on  $x$ - $y$  plane ( $z = 0$ ) for different  $d1/d2$

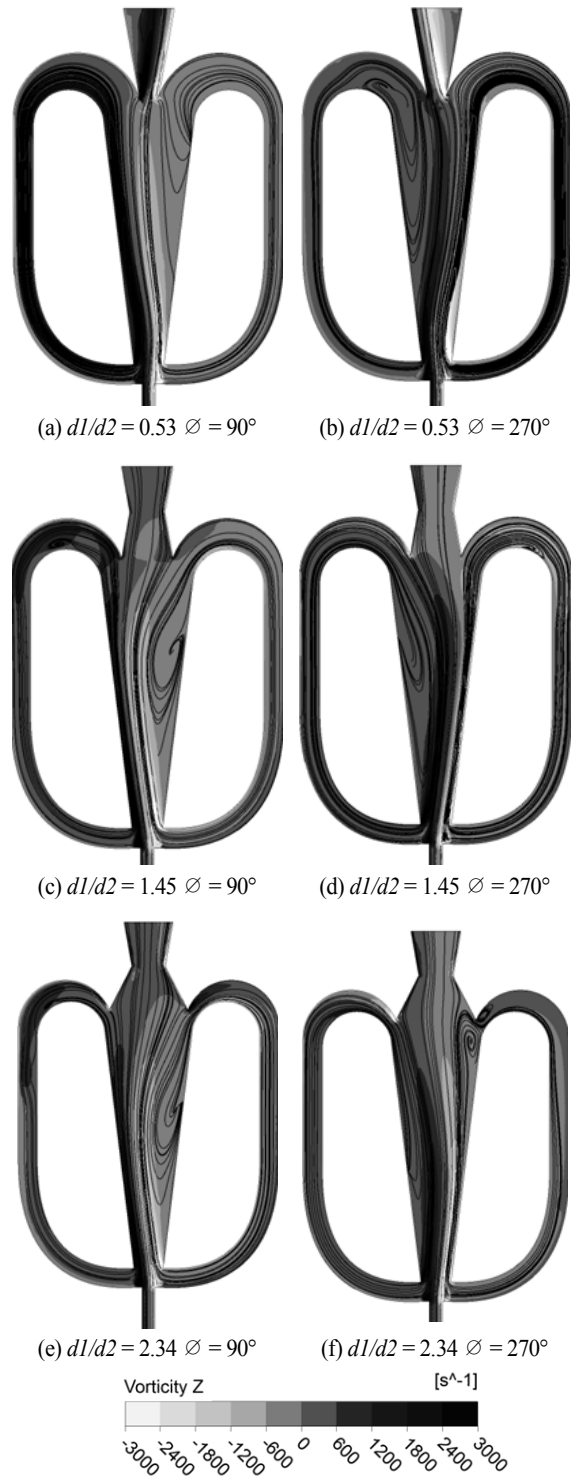


Fig. 16 Vorticity ( $\omega_z$ ) distributions and streamlines on  $x$ - $y$  plane ( $z = 0$ ) for different  $d1/d2$



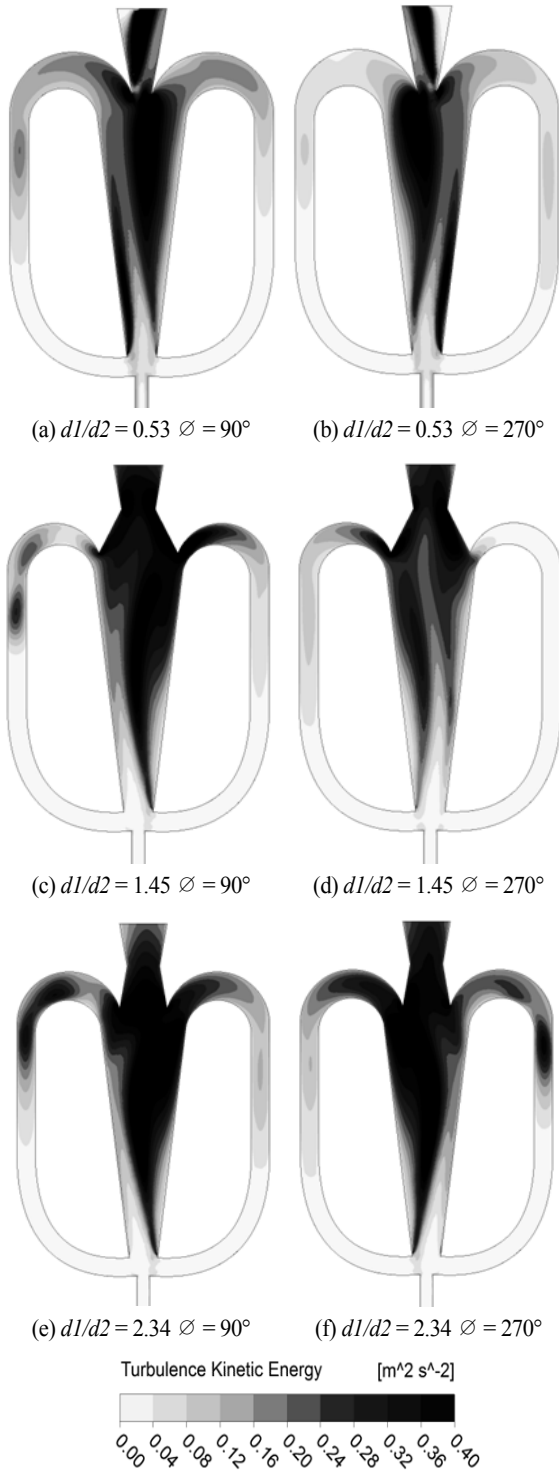


Fig. 17 Turbulent kinetic energy distributions on x-y plane ( $z = 0$ ) for different  $d1/d2$

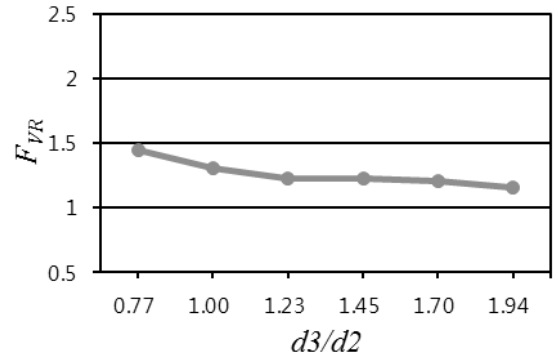


Fig. 18 Variation of  $F_{VR}$  with outlet nozzle width-to-throat thickness ratio

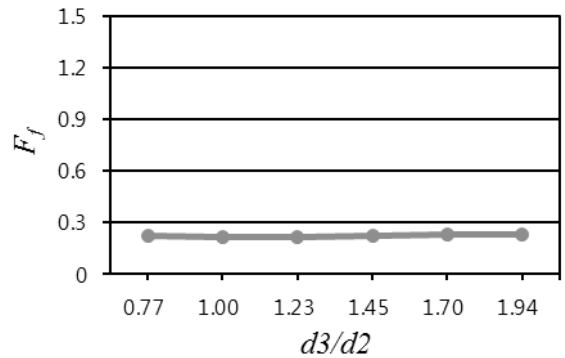


Fig. 19 Variation of  $F_f$  with outlet nozzle width-to-throat thickness ratio

90°와 270°일 때 x-y 평면( $z = 0$ )에서  $d1/d2$  변화에 따른 z 방향 와도( $\omega_z$ )와 유선의 분포와 난류운동에너지 분포를 각각 나타낸 것이다. 이 그림들에서  $d1/d2$ 의 변화에 따라 분포 상의 큰 차이가 나타나지는 않으나 예외적으로  $d1/d2 = 0.53$ 에서는 Fig. 16(a)와 (b)에 나타난 바와 같이 출구 유로에 강한 와도가 나타나고 있다. 이로 인해 Fig. 14에서 볼 수 있듯이  $d1/d2 = 0.53$ 의 경우 다른 형상에 비해 높은 마찰계수,  $F_f$ 를 보이는 것을 확인할 수 있다.

### 4.3 출구 폭의 영향

Fig. 18과 19은  $0.77 \leq d3/d2 \leq 1.94$ 의 범위에서 출구 폭이 각각  $F_{VR}$ 과  $F_f$ 에 미치는 영향을 보여준다. Fig. 18은  $d3/d2$ 가 감소할수록  $F_{VR}$ 이 증가하는 경향을 나타내며 그 변화 폭은  $w/d2$ 와  $d1/d2$ 에 비해 각각 1/2과 1/5 정도로 매우 작다. Fig. 19은 출구 폭이 압력손실에 거의 영향을 주지 않음을 보여준다.

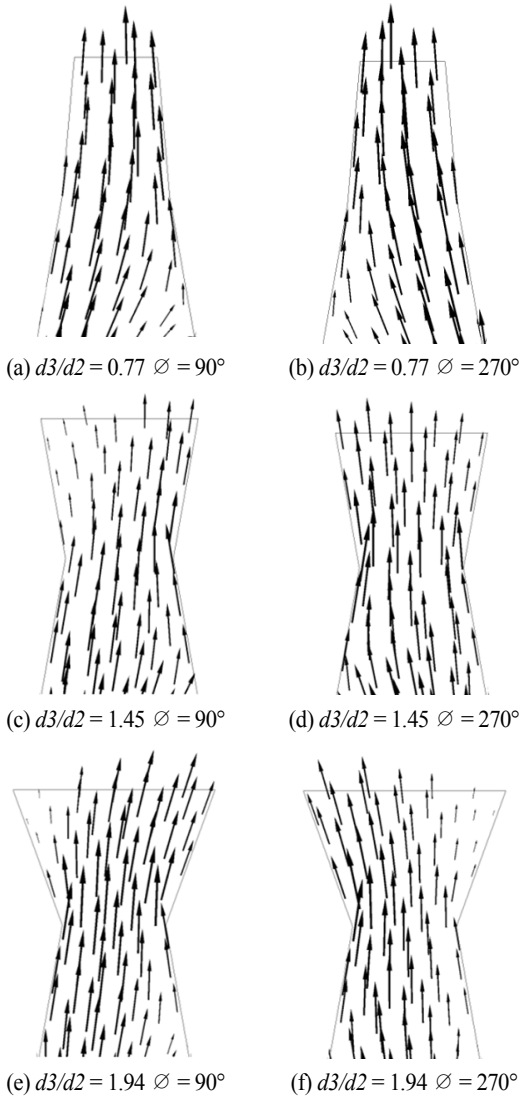


Fig. 20 Velocity vectors on  $x$ - $y$  plane for different  $d3/d2$

Fig. 20는  $\varnothing = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 일 때, 출구 유로에서의  $x$ - $y$  평면 ( $z = 0$ ) 상의 속도벡터 분포를 보여준다.  $d3/d2 = 0.77$ 인 경우 (Fig. 20(a)와 (b)) 출구 폭이 출구 목의 폭 보다 더 좁아서 유동이 출구 유로 벽에 가두어져 충분히 편향되지 못하는 것을 확인할 수 있다.  $d3/d2 = 0.77$ 인 경우 출구에서 주유동에 수직 한 방향( $x$ -방향)의 속도 최대치를  $\varnothing = 90^\circ$ 와  $270^\circ$ 에 대해 평균한 값은  $0.381 \text{ m/s}$ 이다. 반면에  $d3/d2 = 1.45$ 인 경우에는 속도 벡터가 출구 유로 벽의 방해받지 않고 충분히 편향되는 것을 확인할 수 있다. 출구에서 두 위상각에 대해 평균한  $x$ -성분 속도 최대치의 평균이 각각  $0.500 \text{ m/s}$ ( $d3/d2 = 1.45$ )와

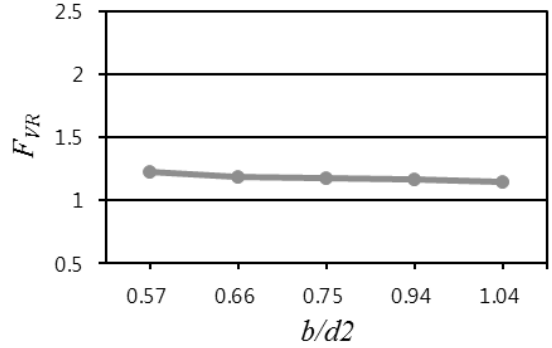


Fig. 21 Variation of  $F_{VR}$  with feed back channel width-to-outlet throat thickness ratio

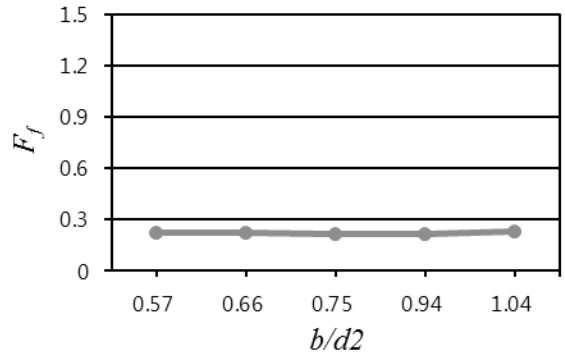


Fig. 22 Variation of  $F_f$  with feed back channel width-to-outlet throat thickness ratio

$0.685 \text{ m/s}$ ( $d3/d2 = 1.94$ )로  $d3/d2 = 0.77$ 일 때 보다 크게 증가한 것을 확인할 수 있다. 이 결과를 통해  $d3/d2$ 가 작아질수록 속도비가 증가하는 경향(Fig. 18)은 출구 제트의 편향에 의한 것이 아니라 출구 단면이 좁아져서 단면내 평균속도가 증가하기 때문임을 알 수 있다.

#### 4.4 피드백 유로 폭의 영향

출구 목 폭에 대한 피드백 유로 폭의 비  $b/d2$ 를 0.57에서 1.04까지 변화시켜가며 속도비와 마찰계수의 변화를 각각 Fig. 21과 22에 나타내었다. Fig. 21은 주어진 범위 내에서 변화폭이 6% 정도로  $b/d2$ 가 작아질수록  $F_{VR}$ 이 미미하게 증가하는 것을 보여준다. 반면에 마찰계수는 피드백 유로 폭의 영향을 거의 받지 않는 것으로 나타났다. 아울러,  $b/d2$ 가 0.38 이하인 경우에는 출구 유동이 전혀 진동하지 않는 것을 확인하였다.

#### 4.5 피드백 유로의 유동방향 길이의 영향

Fig. 23과 24에  $2.26 \leq L/d2 \leq 4.91$ 의 범위에서 피드백

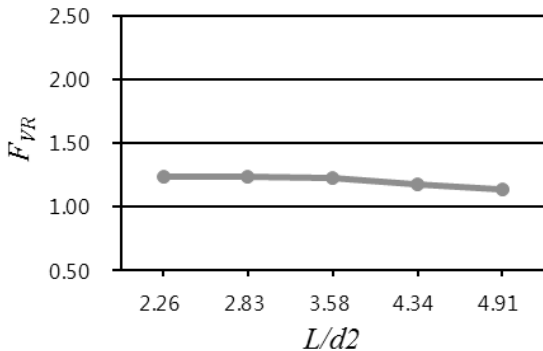


Fig. 23 Variation of  $F_{IR}$  with feed back channel and chamber length-to-outlet throat thickness

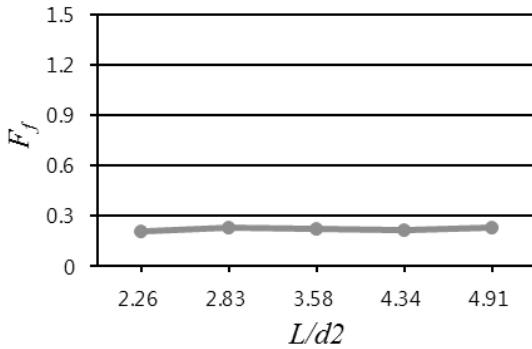


Fig. 24 Variation of  $F_f$  with feed back channel and chamber length-to-outlet throat thickness

유로의 길이가 성능에 미치는 영향을 나타내었다. 주어진 범위 내에서  $F_{IR}$ 과  $F_f$ 의 변화의 폭은 각각 약 6%와 5%로 매우 작았다. 이를 통해 피드백 유로의 길이가 유체진동기의 속도비와 압력손실에 큰 영향을 미치지 않는 것을 확인할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 삼차원 URANS 해석을 사용하여 유체진동기에 대한 매개변수 연구를 수행하였다. 수치계산의 타당성을 검증하고 적절한 난류모델을 선정하기 위해 SST, BSL, 그리고 k-ε 모델 등 세 가지 난류모델을 사용한 수치해를 출구유동의 진동수에 대한 실험치와 비교한 결과, k-ε 모델에 의한 결과가 평균적으로 약 12% 정도의 상대오차로 실험치에 가장 가깝게 접근하는 것을 알 수 있었다. 유체진동기의 성능은 출구의 최대속도를 나타내는 속도비와 압력손실로 계산되는 마찰계수를 통해 평가하였다. 매개변수 연구에서는 출구 목의

폭에 대한 입구유로 폭( $w/d2$ ), 분리기 사이 거리( $d1/d2$ ), 출구 목( $d3/d2$ ), 피드백 유로 폭( $b/d2$ ), 피드백 유로의 유동방향 길이( $L/d2$ )의 비 등 다섯 가지 형상변수를 사용하였다. 계산결과는  $w/d2$ 가 감소함에 따라 입구속도가 증가하여 속도비는 크게 향상되고 압력손실은 증가되는 상반된 경향을 보였다.  $d1/d2$ 가 감소할수록 높은 속도비를 나타내었다. 이 때 속도비 변화의 폭은  $w/d2$  경우에 비해 약 2배 정도로 컸다.  $d1/d2$ 의 증가에 따라 압력손실은 감소하는 경향을 보였으나 주어진 범위에서 그 변화의 폭은  $w/d2$  경우에 비해 1/6 정도로 낮았다.  $d3/d2$ 는 감소할수록 속도비가 증가하는 경향을 보였지만 이는 출구 제트의 편향에 의한 것이 아니라 좁아진 출구 단면에 의해 출구의 평균속도가 증가한 것에 기인하는 것을 확인하였으며 변화의 폭은 약 9% 정도로 나타나  $w/d2$ 와  $d1/d2$ 에 비해 속도비의 민감도가 크게 낮은 것을 알 수 있었다. 한편,  $b/d2$ 와  $L/d2$ 는 시험된 범위에서 속도비와 마찰계수에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 확인하였다. 또한 삼차원 유동 해석을 통해 유체진동기의 형상이 두께방향( $z$ )으로 대칭임에도 불구하고  $y-z$  평면의 유동 분포가 비대칭적으로 형성 되는 것을 알 수 있었다. 이상과 같은 결과를 종합할 때, 연구된 유체진동기의 속도비는  $d1/d2$ 에, 그리고 마찰계수는  $w/d2$ 에 가장 민감하고, 유체진동기의 유동 특성을 정확히 묘사하기 위해서는 3차원 유동해석이 필수적임을 알 수 있었다. 향후 체계적인 최적화기법을 사용할 경우 유체진동기의 성능을 극대화할 수 있는 최적의 형상을 찾을 수 있을 것으로 기대되고, 유동해석의 정확성을 더욱 높이기 위해서는 대외류모사(LES)의 도입도 필요하다고 판단된다.

## References

- [1] 2007, Lee, K.Y., Chung, H.S., Cho, D.H. and Sohn, M.H., "Flow Separation Control Effects of Blowing Jet on an Airfoil," *Journal of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol.35, No.12, pp.1059-1066.
- [2] 2006, Nagih, H., Kiedaisch, J., Reinhard, P. and Demanett, B., "Control Techniques for Flows with Large Separated Regions: A New Look at Scaling Parameters," *AIAA paper*, 2006-2857.
- [3] 2010, Currelli, C., Wuerz, W. and Gharabab, E., "Unsteady Separation Control on Wind Turbine Blades Using Fluidic Oscillators," *AIAA Journal*, Vol.48, No.7, pp.1302-1311.
- [4] 2013, Bobusch, B.C., Wozidlo, R., Bergada, J.M., Nayeri, C.N. and Paschereit, C.O., "Experimental study of the internal flow structures inside a fluidic oscillator,"

- Experiments in fluids*, Vol.54, No.6, pp.1-12.
- [5] 2015, Wozidlo, R., Ostermann, F., Nayeri, C.N. and Paschereit, C.O., "The time-resolved natural flow field of a fluidic oscillator," *Experiments in fluids*, Vol.56, No.6, pp.1-12.
- [6] 2007, Yang, J.T., Chen, C.K., Tsai, K.J., Lin, W.Z. and Sheen, H.J., "A novel fluidic oscillator incorporating step-shaped attachment walls," *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.135, No.2, pp.476-483.
- [7] 2012, Vasta, V., Koklu, M., Wygnanski, I. and Fares, E., "Numerical Simulation of Fluidic Actuators for Flow Control Applications," *AIAA paper*, 2012-3239.
- [8] 2015. Ostermann, F., Wozidlo, R., Nayeri, C. and Paschereit, C.O., "Experimental Comparison between the Flow Field of Two Common Fluidic Oscillator Designs," *53<sup>rd</sup> AIAA aerospace sciences meeting*, Vol.10, No.2514, p.6.
- [9] 2013, ANSYS 15.0, ANSYS CFX-Solver Theory Guide, ANSYS Inc.
- [10] 2000, Greenblatt, D. and Wygnanski, I.J., "The control of flow separation by periodic excitation," *Progress in Aerospace Sciences*, Vol.36, No.7, pp.487-545.
- [11] 1993, Menter, F.R., "Zonal two equation k-w turbulence models for aerodynamic flows," *AIAA paper*, 2906,1993.
- [12] 2006, Liu, C., Wang, L. and Liu, Q., "A universal approach for mean mechanical energy losses analysis," *Chemical Engineering Science*, Vol.61, Issue.6, pp.2085-2088.