

음향섭동에 의한 후류유동의 제어

부정숙* · 이종춘** · 이동진***

Wake Flow Control by Acoustic Perturbation

J. S. Boo* · J. C Lee** · D. G. Yi***

Key words : Acoustic Perturbation(음향섭동), Conditional Phase Average Technique(조건부 위상평균법), Static Base Pressure(배압), Shedding Frequency(와류유출주파수)

Abstract

The influence of internal acoustic excitation through a square prism on the turbulent wake flow characteristics was investigated. The intermediate wake region, where is about ten times the respective length of the body, was experimentally investigated using a conditional phase average technique.

At first, the static base pressures of square prism and the shedding frequencies have been measured at various internal acoustic excitation frequencies. Then experiments were performed under the four cases of internal acoustic excitation frequencies, 0Hz, 30Hz($St_c=0.09$), 65Hz($St_c=0.20$), 120Hz($St_c=0.38$). And velocity vector fields were presented and discussed.

The influence of acoustic excitation frequencies on the structure of intermediate turbulent wake region is evident. As the internal acoustic frequency increased, shedding frequency gradually increased and aerodynamic force decreased.

Also it was found that the vortex shedding occurs drastically well and shedding frequency reached nearly the same value as the internal acoustic frequency. But above Strouhal number 0.3 the influence disappeared.

1. 서 론

둔한 물체(bluff body)를 지나는 후류유동과 같

은 외부유동은 학문적인 연구대상이외에도 공학 및 산업적인 측면에서 응용범위가 넓어 현재 이 분야에 대한 연구가 계속되고 있다. 특히 최근 구조

* 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소 (원고접수일 : 97년 12월)

** 경남전문대 차량기계과

*** 부산대학교 대학원 기계공학과

기술의 발달로 인한 대형화, 경량화의 영향은 구조물의 고유진동수를 변화시키는 원인이 되고 있어, 구조물의 내풍성 확보 및 구조물 주위의 유동에 관한 이해의 필요성이 한층 더 요구되고 있다. 또한, 항공기나 고속선박 및 열차 등과 같은 고속운송체에서도 물체에 작용하는 공기역학적 특성의 파악은 필수적이다⁽⁴⁾. 이와같은 둔한 물체에 의한 외부유동을 공학적으로 응용하기 위해서는 유체역학적으로 효율이 높은 유동제어가 필요하다. 물론 이러한 문제에 대한 연구는 오래 전부터 있어 왔다. 특히, Von Kármán이 물체 뒤에 생기는 와열(vortex street)을 이론적으로 밝힌 뒤, 수많은 연구들이 와열의 관점에서 이론 및 실험적으로 이루어졌다. 그 중에서도 물체를 지나는 후류의 조직적인 구조는 주로 가시화기법 또는 위상평균기법(phase average technique)에 의존하고 있으며, 특히 최근에는 속도벡터장(velocity vector field), 등와도분포장(contour of vorticity), 난류강도(turbulence intensity), 유선(streamline)등 여러 특성치들을 정량적으로 구할 수 있는 위상평균기법이 보다 다양하게 활용되고 있다⁽⁵⁾. 한편, 이러한 유동장들을 제어하고자 하는 방법도 여러 측면으로 제시되고 있는데, 와류유출제어의 관점에서 보면 크게 둘로 나누어 볼 수 있다. 첫째로, 물체의 외형을 유선형 형태로 바꾸어 유체력을 감소시키거나, 난류강도를 변화시켜 와류유출주파수를 조절하는 등의 비교적 수동적인 방법들을 들 수 있다. 이에 비하여 두번째 방법은 유동장에 설치한 유체역학적 특성이 고려된 구조물을 통해 외부동력이나 외부유체를 공급하여 유동구조 자체를 제어하고자 하는 능동적인 방법을 생각할 수 있다. 그 중에서도 최근에는 기존의 방법들보다 효과적인 새로운 방법이 제시되고 있는데, 이 방법은 박리가 일어나는 유동장에 외부로부터 미세한 주기적 교란을 가하여 유동장을 원하는 형태로 바꾸는 보다 적극적인 방법이다. 이러한 방법은 다른 방법들에 비해 간단하면서도, 유동 구조의 변화가 크고, 유동을 원하는 형태로 쉽게 제어할 수 있다는 장점을 가진다⁽⁶⁾.

한편, 주기적인 섭동을 주는 방법으로는, 스피커를 이용한 일정한 음향을 가하는 방법과 주기적

인 진동을 가하는 방법이 제시되고 있다. 여기서 주기적인 음향섭동에 따른 유동장 변화 실험연구를 살펴보면, Kiya 등(1987)⁽¹¹⁾은 유동 속에 축방향의 원봉을 넣어, 원봉 선단을 따라 뚫려 있는 얇은 슬릿으로 음향 스피커에 의한 삼각함수파형의 섭동을 가하였다. 이들은 원봉의 선단에서 발생한 박리기포(separation bubble)의 최소부착길이를 만드는 섭동의 주파수를 찾았다. 부정속 등(1996)⁽¹²⁾은 원통 내부에서의 음향여기에 의해 층류박리영역에서 표면압력 분포가 현저하게 달라지고 항력이 상당히 줄어든다는 것을 발견하였다. 그리고 위상평균 유동장에서 음향여기로 인해 후류폭과 와의 세기가 감소함을 관찰하였다. 이러한 주기적 섭동에 의한 유동제어 실험들의 공통점은 섭동에 의해 거대와의 생성에 강한 조직적인 영향을 미침으로 인해 와의 생성이 활발해지지만, 아주 강한 섭동을 제외하고는 평균 속도에는 큰 영향이 없다는 것이다.

현재까지 국내외에 발표된 연구들을 종합해 보면, 고속 장치나 대규모 구조물의 설계시 대두되는 유체역학적인 항력이나 소음 등의 문제를 파악하기 위한 유동제어 연구시, 음향섭동에 의한 대규모 와류의 유출특성을 조사하고, 표면에서의 압력장과 후류 유동장을 동시에 계측하면서 이를 위상평균 기법을 적용하여 연구한 예는 드물다. 이에 따라, 본 연구에서는 아래와 같은 구체적인 연구목적 및 범위를 선정하였다.

(1) 정방형주 모서리에 슬릿을 상하로 대칭되게 설치하여 내부음향섭동이 동시에 분출될 수 있도록 하였다. 주기적인 내부음향섭동 주파수를 와류 유출주파수 영역 근처인 10Hz ~ 500Hz의 비교적 넓은 영역의 주파수에서 정방형주의 배압과 와류 유출주파수를 동시에 측정하였다. 주파수뿐만 아니라 음압의 세기에 대한 영향을 고려하여 2가지의 음압에 대하여 실험을 시행하였다.

(2) 위의 결과에 따라 내부음향섭동에 의해 가장 큰 변화를 일으키는 주파수와 음파의 세기를 선택하고, 시간평균 기법과 대규모 와의 조직적인 구조를 파악하기에 적합한 위상평균 기법을 도입하여 유동장을 측정함으로써, 내부음향섭동의 변화에 따른 후류유동의 제어특성을 비교 분석하였다.

또한, 대규모 와의 거동에 대한 보다 가시적인 해석을 위하여 속도벡터장을 구해보므로써 와의 구조이해에 도움을 주고자 하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 풍동 및 실험모형

본 유동 실험에 사용된 풍동은 개회로 노즐형 흡입식 아음속 풍동으로 전체 길이는 4,950mm이고 노즐형의 입구 단면적은 $533 \times 533 \text{mm}^2$ 이다. 시험 구간의 크기는 $305(W) \times 305(H) \times 2430(L) \text{mm}^3$ 이며, 실험에 사용된 정방형주는 한 변의 폭이 25mm인 알루미늄관을 사용하였다. 따라서 폐쇄비(blockage ratio)는 약 8.19%이다. 그리고 실험 모델인 정방형주는 실험부 선단에서 855mm 하류 지점의 시험단면 중심에 설치하였다. 그리고 시험 구간 입구에서는 250 mesh의 가는 철망을 설치하였으며 실험부에서의 흐름 방향의 난류강도는 약 2%미만이었으며, 속도분포의 균일도는 경계층 부분을 제외하고는 약 1.0~1.5%정도로 비교적 양호하게 나타났다. 그리고 유속은 0.5~30m/sec의 범위내에서 적절하게 조절이 가능하였다.

본 연구의 대상인 실험 모델의 형상은 Fig.1에 나타나 있다. 모델의 재질은 알루미늄으로 표면을 최대한 매끈하게 처리하고, 풍동내에서 흐름방향에 대하여 수직하게 z-방향으로 설치하였다. 정방형주의 폭(W)과 높이(H)는 각각 25 mm씩이고 두께(t)는 2mm 이다. 물론 내부는 음향섭동을 막리점에 전달하기 위해 비어 있다. 그리고 내부에서 발생하는 음파의 섭동을 유동장에 전달하기 위하여 만든 슬릿의 폭(g)은 약 1mm로 하였다.

2.2 스피커 시스템

음파의 주기적인 섭동을 발생시키기 위한 스피커는 정격 출력 100W, 최대 200W의 출력을 낼 수 있다. 본 실험에 사용된 스피커의 가용 주파수 범위는 10Hz에서 4000Hz이고, 저항은 8Ω , 직경은 230mm이다. 본 실험에서는 음향섭동장치로 사용되는 스피커로 들어가는 입력 신호로는 함수 발생기에서 발생하는 삼각함수파형을 사용하였다. 하

지만 함수 발생기에서 나오는 삼각함수파형의 출력은 2W정도로 낮기 때문에 비교적 큰 출력이 필요한 본 실험에서는 증폭기(Gold Star사 Stereo amplifier GSA-3030)의 사용이 불가피하였다. 또한 입력 신호를 자주 가변하면서 실험을 해야 하므로 입력 신호의 정확한 주파수 체크와 보다 정확한 제어를 위하여 별도의 주파수 카운터와 A/D변환기를 사용한 음향섭동 시스템을 만들었다. 본 실험에 사용된 스피커 시스템은 Fig.2와 같이 이루어져 있다.

2.3 실험 방법 및 데이터 처리

난류성분을 측정해야하는 후류 속도에서는 8채널까지 동시 측정이 가능한 정온열선 풍속계(Constant Temperature Anemometer, model TSI사의 IFA300)를 사용하였다. 열선풍속계에서 나오는 두 브릿지 출력 신호를 5KHz의 저역통과 필터를 거쳐 A/D변환기를 통해 PC로 연결된다. 또한 신호분석을 위한 데이터는 10KHz의 추출 주파수(sampling frequency)로 매 측정점당 4096개씩의 자료를 10번씩 측정하여 앙상블 평균(ensemble average)하였다.

본 실험에 사용된 센서로는 슬릿에서 나오는 속도 측정에는 I형 열선 프로브를 사용하였고, 역류가 심하지 않은 후류에서는 난류 측정이 용이한 X형 열선을 사용하였다. 슬릿을 통해 나오는 음향섭동은 유동에 수직방향으로 유동섭동을 유발하는 것으로 이를 측정하기 위해 I형 열선을 이용하여 시간상의 주파수를 확인하면서 실험을 시행하였다. 한편, 후류속도 측정에 사용된 센서로는 직경이 $5\mu\text{m}$ 의 공기용 X형 열선(Kanomax, Model 0252R-T5)을 사용하고, look-up table교정기법을 사용하여 검출 가능한 유입각의 폭을 약 10° 가량 넓혔다⁽¹³⁾. 또한, 열선교정 실험에서는 TSI model 1125교정기를 사용하였다. 단순히 평균속도 측정을 하는 시험부 전방의 자유흐름속도 측정에는 표준 피토정압관(standard pitot static tube)과 미세압력계(Furness사 FCO12 micro-manometer)를 사용하여 측정하였다. 한편 와류 유출주파수와 함께 정방형주의 유동구조 특성을 알 수 있는 배압의 측정은 모델의 뒤쪽에 내경이

0.8mm, 외경이 1mm인 스테인레스 파이프로 압력 구멍을 뚫어 미세압력계(Furness사 FCO12 micromanometer)와 연결하여 20초 동안 60개의 압력신호를 받은 뒤 A/D변환기를 거쳐 PC까지 온라인으로 처리한 후 평균하여 정압을 측정하였다. Fig.3은 데이터 취득을 위한 개략도를 나타내었다.

2.4 조건부 위상 평균 및 속도 분해

본 연구에서는 정량적인 방법인 가시화가 가능한 형태로 와의 대규모 조직적인 구조(large scale coherent structure) 파악을 위해 조건부 위상평균기법(conditional phase average technique)을 사용하였다. 조건부 추출 및 평균화 기법은 Townsend⁽¹⁴⁾가 원주 후류에서 간헐도(intermittency fraction)를 최초로 측정하여 난류 영역에서의 속도 평균을 구하는 방법을 시도한 이래로 컴퓨터 및 신호처리 기술의 진전이 있기 전에는 폭넓게 사용되지 못했으나, 근래 들어 유동 제어나 유동기구의 상세한 구조해석 및 응용 등을 위해 광범위하게 사용되고 있다.

난류 유동장에서 대규모 응집구조를 밝히기 위해 조건부 위상평균기법을 사용하기 위해서는 응집구조를 구별할 수 있는 특성량 즉, 기준신호(reference signal)를 찾아내어야 한다. 본 연구에서는 별도의 보조신호없이 위상평균을 취할 신호의 변동성분으로부터 직접 취하였다. 본 연구에서처럼 후류에서 속도성분이 강한 주기성을 가진 경우에 이러한 방법을 사용하기에 적합하다. 이렇게 주기성이 강한 신호에 있어서는 와류유출주파수를 중심으로 한 디지털대역필터(digital band pass filter)에 의해 저주파 및 고주파 성분을 제거하고 정현파에 가까운 형태의 검출신호(detection signal)를 생성할 수 있다. 다음으로 적합한 조건을 정하여 흐름 중에서 응집 와를 선택적으로 추출해내야 한다. 선택된 응집와의 신호를 같은 위상에 대해 상대적으로 정렬(phase align)시킨 후 이를 앙상블평균(ensemble average)하면 응집구조의 특성 기준점에서의 위상평균된 정보를 얻을 수 있다. 이와 같은 기법을 조건부 위상평균기법이라 한다. 이와 같은 방법으로 구한 위상평균 정

보는 응집구조의 시간(위상) 및 공간상의 정보를 담고 있기 때문에 단순한 시간평균 해석보다 유동기구(flow mechanism)를 좀더 정량적이고 구조적으로 파악할 수 있다.

Cantwell & Coles⁽¹⁵⁾는 원주의 근접 후류에서 열선을 이용하여 조직적인 와의 구조를 연구하였다. 그에 의하면 센서로부터 측정된 x, y방향의 순간속도 U, V는 일단 다음과 같이 일반적인 레이놀즈 속도분해(Reynolds decomposition)형태로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{U} &= \bar{U} + u \\ \bar{V} &= \bar{V} + v \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 \bar{U} , \bar{V} 는 시간평균속도이고 u, v는 전체 변동속도를 나타낸다. 그리고 이 변동속도를 두 개의 요소로 나누었다. 즉 대규모 구조(large scale)와 관련된 속도 성분과 미세구조(small-scale)에 관련된 속도 성분으로 나누었다. 이를 위상평균과 관련하여 표현하여 보면 전체 변동속도 u, v는 기본 변동속도라하여 이는 또한 대규모 구조와 관련된 $\langle u \rangle$, $\langle v \rangle$ 와 불규칙 변동속도이며 미세구조와 관련된 u_r , v_r 를 합한 형태로 나타낸다.

$$\begin{aligned} \bar{U} &= \bar{U} + \langle u \rangle + u_r \\ \bar{V} &= \bar{V} + \langle v \rangle + v_r \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, u_r , v_r 는 기본 변동속도에 중첩된 불규칙적인 변동속도로 위상평균화 과정에서 $\langle u \rangle = \langle \langle u \rangle \rangle + \langle u_r \rangle$ 이 되어 u_r , v_r 는 소거되고 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \langle U \rangle &= \bar{U} + \langle u \rangle \\ \langle V \rangle &= \bar{V} + \langle v \rangle \end{aligned} \quad (3)$$

$\langle U \rangle$, $\langle V \rangle$ 는 유동의 기본구조를 나타내는 조직적인 구조(coherent structure)에 관련된 속도성분이고 $\langle u \rangle$, $\langle v \rangle$ 는 $\langle U \rangle$, $\langle V \rangle$ 로부터 직류성분을 제거한 값으로 칼만와열에 기초한 변동속도로 기본 변동속도라 한다.

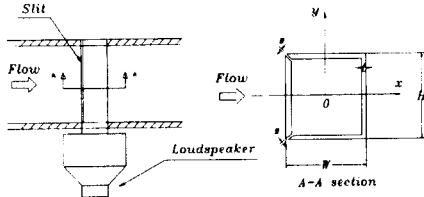


Fig.1 Schematic diagram of experimental model

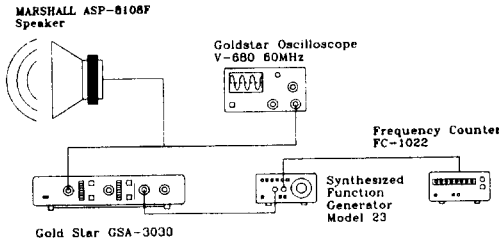


Fig.2 Acoustic excitation system

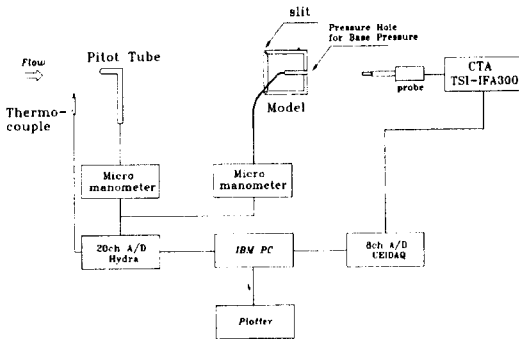


Fig.3 Data acquisition system

3. 실험결과 및 검토

3.1 정방형주의 배압 및 와류유출주파수

정방형주와 같은 끝이 뾰족한 물체의 경우 레이놀즈수가 스트로할 수에 큰 영향을 주지 않으므로, 본 실험에서는 레이놀즈 수를 1.32×10^4 로 고정하였다. 측정결과, 와류유출의 주기성이 강하게 나타나는 $x=6H, y=1H$ 인 지점을 택하고 센서를 주류동방향으로 설치하였다. 슬릿을 통하여 나오는 주파수를 10Hz에서 500Hz까지 변화시키면서 와류유출주파수를 구하고 동시에 정방형주 후면의 압력을 측정하였다. 비교적 정밀한 측정틀 위

해 2Hz단위씩 증가시키면서 배압과 와류유출주파수를 구하였다. 와류유출주파수를 구하기 위해 선 열선풍속계에서 나오는 신호를 FFT신호분석기를 통하여 침두치를 측정한 후 20회 앙상블평균하여 구하였다. 본 실험에 사용한 내부음향섭동주파수를 정방형주의 높이(H)에 대해 무차원화한 스트로할 수 식은 아래와 같이 정의된다.

$$St_c = f_c U_0 / H \tag{4}$$

여기서 f_c 는 내부음향섭동의 주파수, U_0 는 자유 흐름의 속도를 나타낸다.

그리고 와류유출주파수를 정방형주의 높이(H)에 대해 무차원화 스트로할 수는 다음과 같이 정의된다.

$$St_s = f_s U_0 / H \tag{5}$$

여기서 f_s 는 와류유출주파수(vortex shedding frequency)를 나타낸다.

내부음향섭동의 스트로할 수(St_c)에 대한 와류유출 스트로할 수(St_s)의 관계를 Fig.4에 나타내었다. 그림에서, 내부음향섭동을 가했을 때, 저주파수에서는 와류유출주파수가 상당히 많이 증가하다가 $St_c=0.08 \sim 0.09$ 에서 St_s 가 최대값을 나타내고, $St_c=0.09$ 이후 St_s 는 감소하기 시작하여 St_c 와 St_s 가 거의 같아지는 점에서 St_s 는 최소값을 보이고 있다. 이는 St_c 가 낮은 구간에서는 주로 음향섭동의 영향을 직접 받아 박리점에서 유체가 박리되는 횟수가 증가하다가 St_c 와 St_s 가 같아지면서 이른바 위상록킹효과(phase locking effect)가 일어나고 이후 응집구조가 회복되는 것으로 보인다. 이때는 음향섭동에 의한 영향보다는 위상록킹효과에 의한 영향을 더 많이 받을 수 있다. 이후, $St_c=0.3$ 이상에서는 St_s 가 거의 일정한 값을 유지하는 것으로 보아 내부음향의 영향이 사라지는 영역임을 알 수 있다.

또한 배압계수(C_{pb})는 다음과 같이 정의되며, 내부음향섭동과 배압에 대한 관계는 Fig.5에 나타내었다.

$$C_{pb} = \frac{P_b - P_0}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 H} \tag{6}$$

여기서, P_b 는 정방형주의 배압을 나타내며, P_0

는 실험부 상류의 정압을 나타낸다.

배압의 경우에서도 와류유출주파수와 거의 비슷한 곡선분포를 나타내는데, 특히, $St_c=0.09$ 에서 가장 큰 배압값을 나타내는 것으로 보아 유체력의 감소현상을 예측할 수 있다. $St_c=0.3$ 이후에는 와류유출 주파수와 마찬가지로 배압이 거의 일정한 값을 유지하고 있다.

이상의 Fig.4와 Fig.5에서보면, 내부음향섭동의 음압세기에 따른 와류유출주파수 및 배압의 변화가 거의 없는 것으로 보아 음압의 세기는 후류유동 특성에 큰 영향을 미치지 못함을 알 수 있다. 그러나 내부음향섭동의 주파수변화에 대해서는 후류유동 특성이 민감하게 변하는 형태를 예측할 수 있다. 따라서, 음압의 세기를 일정하게 하고 와류유출주파수와 배압이 큰 특징을 나타내는 $St_c=0.09, 0.20, 0.38$ 의 3가지의 경우에 대한 유동특성을 내부음향섭동이 없는 경우와 비교해 보고자 한다.

3.2 후류의 유동구조

주기적인 내부음향섭동에 의한 후류 유동구조의 변화 특성을 알아보기 위해 내부음향섭동의 주파수(f_c)를 30Hz, 65Hz, 120Hz로 택하였다. 이는 내부음향섭동 주파수를 정방형주의 높이(H)에 대해 무차원화한 스트로할 수(St_c)= $0.09, 0.20, 0.38$ 에 해당한다. 음압강도에 대한 유동특성은 큰 변화를 나타내지 못하므로 음압강도는 73dB로 고정하고 실험을 수행하였다.

Table.1 Experimental conditions of wake region

	No excitation	case 1	case 2	case 3
$f_c(St_c)$	0	30Hz(0.09)	65Hz(0.2)	120Hz(0.38)
SPL		73dB		
ReH		1.32×10^4		

대부분의 경우, 후류지점 $x=10H$ 부근 영역의 후류구조는 근접후류에서 먼후류로 발달해가는 중간영역으로 유체력을 제어하기 위해서는 후류 유동 구조에 대한 이해가 필요한 영역이다. 이 후류 영역에서는 속도 성분들이 아주 강한 주기성을 갖고 있기 때문에 조건부 위상평균을 통해 후류내 대규모 구조의 변화를 파악하기에도 용이하다. 따

라서 본 실험에서는 $x=6H, y=(-3\sim 3)H$ 의 후류 영역에서, 후류중심 부분에서는 0.1H의 간격으로, 그리고 중앙에서 벗어나는 후류외곽영역 부분에서는 0.2H의 간격으로 시간평균유동장을 측정하였다.

Fig.6~Fig9은 내부음향섭동이 없는 경우와 내부음향섭동의 주파수가 30Hz, 65Hz, 120Hz일 때, 즉 $St_c=0.09, 0.20, 0.38$ 일 때의 시간평균량들을 도시한 것이다. Fig.6은 주유동방향의 평균속도(\bar{U}/U_0), Fig.7은 주유동방향의 난류강도(u'/U_0), Fig.8은 주유동의 수직방향 난류강도(v'/U_0), Fig.9는 레이놀즈 전단응력(\overline{uv}/U_0)을 각각 나타낸다. $St_c=0.09$ 의 경우는 내부음향섭동의 영향을 가장 많이 받는 경우로서 앞서 Fig.4 및 Fig.5에서 보면, 와류유출 주파수가 가장 크게 나타나고 유체력이 가장 작은 경우에 해당한다. 그림에서, $St_c=0.09$ 가 되면, 내부음향섭동이 없는 경우에 비해 후류중심 부근의 경우는 운동량의 변화가 거의 없지만 후류외곽으로 갈수록 운동량손실이 줄어들어 후류폭이 약간 감소하는 형태를 보이고, 와류유출주파수가 최대로 증가되면서 유체력은 최소로 감소하고 있음을 알 수 있다. 또한, 주유동 및 주유동수직 방향의 난류강도는 감소현상이 뚜렷하여 $St_c=0.09$ 의 경우, 난류변동성분이 전반적으로 크게 줄어들고 동시에 레이놀즈 전단응력 감소로 인해 후류내부에서 난류에너지 생성이 크게 억제됨을 확인할 수 있다. 특히 주유동방향 난류강도분포를 보면 후류에서 일반적으로 나타나는 쌍봉구조형태 분포가 완전히 사라지는 특이한 분포를 보이고 있다. 한편, $St_c=0.20$ 인 경우는 내부음향섭동의 영향이 사라지고 일정한 유동형태를 보이기 시작하는 초기단계에 해당하는 것으로 특히 평균속도 분포를 보면, 후류중심 부근은 운동량손실이 줄고 후류외곽에서는 늘어나는 형태를 보이고 있다. $St_c=0.38$ 의 경우는 내부음향섭동의 영향이 전체 유동 형태에 거의 미치지 못하고 있음을 확인할 수 있다.

3.3 위상평균유동장

Fig.10는 $St_c=0.20$ 인 경우의 추출된 주속도 전체인 흐름을 시간평균한 값과 조건부 위상평균한 값

을 비교한 것이다. 두 값이 거의 같게 나타나는 것으로 보아 위상평균한 신호는 전체유동의 정보를 대표하고 있다고 할 수 있다.

Fig.11 (a)~(c)는 위상평균된 속도를 와이동속도(convection velocity) U_c 로 관찰자가 이동하면서 관찰한 위상평균속도의 벡터장($\langle U \rangle - U_c$, $\langle V \rangle$)을 도시한 것이다. 여기서, 와이동속도 U_c 는 후류중심선 상하에 존재하는 응집와의 중심속도를 각각 구해서 이의 평균값으로 취하였다. 본 연구에서는 이 같은 방법을 이용하여 와이동속도를 구한 결과 내부음향섭동이 없는 경우에는 $0.915U_0$, $St_c = 0.09$ 에서는 $0.903U_0$, $St_c = 0.20$ 에서는 $0.953U_0$ 로 나타났다. 벡터장 분포를 살펴보면, 응집와 중심주위를 대칭선 상하에서 각각 서로 반대 방향으로 회전하는 유체를 볼 수 있다. 또한 대규모 응집와의 중심점(Center)과 안장점(Saddle)을 확연히 볼 수 있는데, 이 중심점과 안장점은 흐름의 형태를 위상적으로 나눈 2개의 극점으로서, 중심점은 최대 와도가 발생하는 응집와의 중심이며, 안장점은 최대, 최소 와도에 의해 구성된 응집와의 구조 사이에 있는 것이다. 이 안장점은 혼합층에서 난류의 생성에 중요한 역할을 하는 것으로 근접 후류에 있어서 지배적인 위상상관 형태는 이 안장점의 형성 및 발달에 의한 것으로 알려져 있다¹⁰⁾. 벡터장 분포에서 각 경우에 대해 살펴보면, 응집와의 중심이 $\phi = \pi, 2\pi, 3\pi$ 선상에서 위상차 π 의 주기로 후류 중심선 상하에서 교대로 일어나고 있다. 특히,

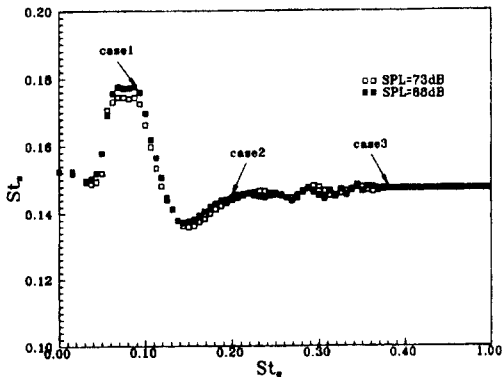


Fig.4 Distribution of the Strouhal number of shedding frequencies with the various Strouhal number of excitation frequency

$St_e = 0.09$ 의 경우 음향여기가 없는 경우와 비교하여 상부와와 하부와의 중심거리는 큰 변화가 없지만 와의 세기는 대체적으로 감쇠하는 경향을 가진다. 그에 반해 $St_e = 0.20$ 의 경우에는 와의 중심거리가 멀어지고 후류폭이 확대됨과 동시에 와의 세기 또한 커짐을 알 수 있다.

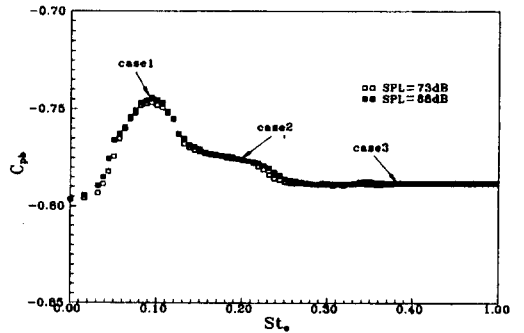


Fig.5 Distribution of the base pressure coefficient with the various Strouhal number of excitation frequency

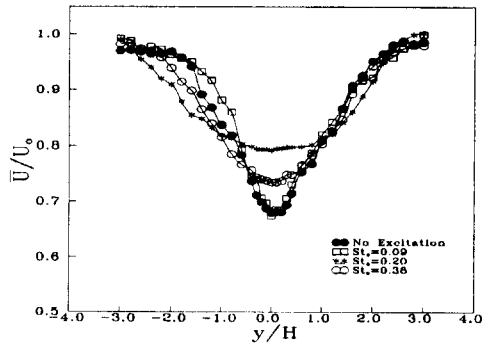


Fig.6 Distribution of mean velocity

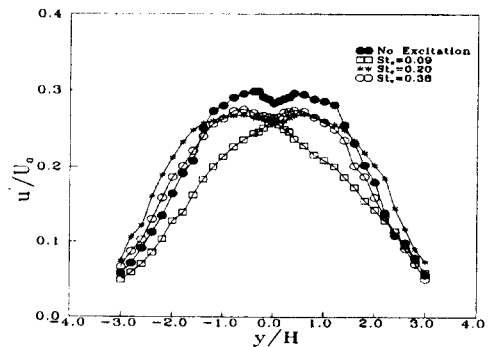


Fig.7 Distribution of U turbulent intensity

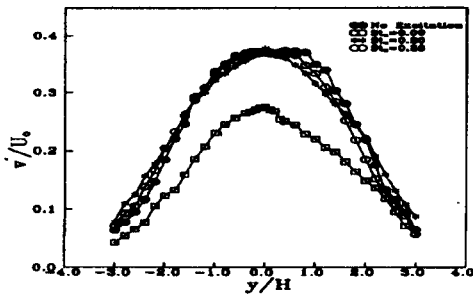


Fig.8 Distribution of V turbulent intensity

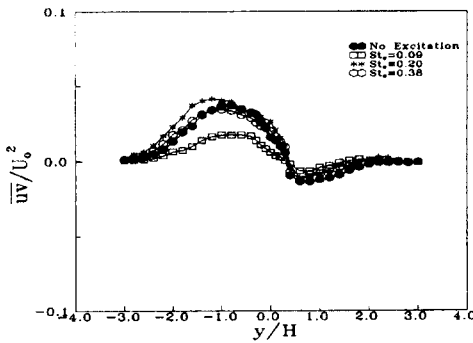


Fig.9 Distribution of Reynolds shear stress

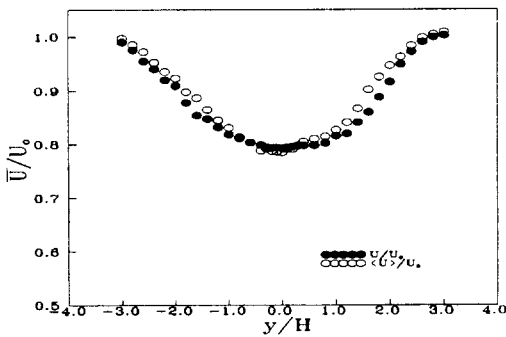
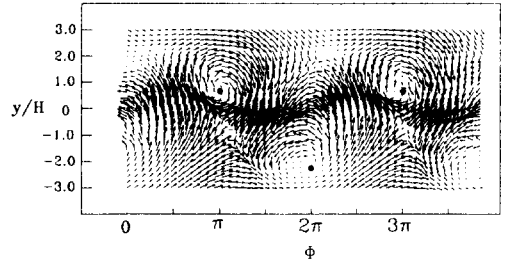


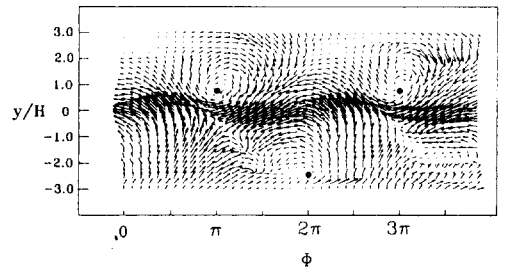
Fig.10 Comparison of the time mean velocity, \bar{U}/U_0 and $\langle U \rangle/U_0$ with $St_c=0.20$

4. 결론

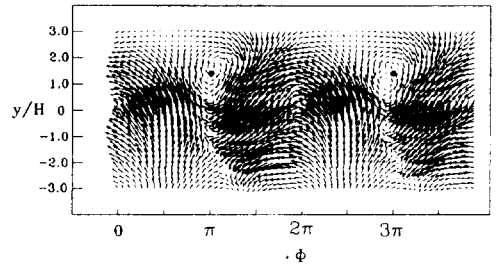
레이놀즈수가 1.32×10^4 이며, 폭(W)과 높이(H)가 같은 정방형주에 의한 후류유동을 제어하기 위해 정방형주 모서리에 위치한 슬릿을 통하여 음파에 의한 주기적인 섭동을 분출시켰다. 이를 통한 후류유동 해석을 위해 조건부 위상평균 기법을 적



(a) No excitation



(b) $St_c=0.09$



(c) $St_c=0.20$

Fig.11 Velocity vector fields $\langle U \rangle - U_c, \langle V \rangle$ of the large scale structure

용하고, 또한 주요특성인 배압 및 와류유출주파수 특성을 해석한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 내부음향섭동 주파수의 변화에 따라 와류유출주파수 및 배압특성의 변화를 확인할 수 있었다. 그러나 음압의 세기에 대한 유동특성의 변화는 나타나지 않았다.

2) $St_c=0.09$ 의 경우, 와류유출주파수는 최대로 증가하고, 유체력은 최소로 감소함으로써 내부음향섭동의 영향을 가장 크게 받고 있음을 알 수 있다. 또한, 주유동 및 주유동수직 방향의 난류강도

는 감소현상이 뚜렷하여 난류변동성분이 전반적으로 크게 줄어들고, 동시에 레이놀즈 전단응력 감소로 인해 후류내부에서 난류에너지 생성이 크게 억제됨을 확인할 수 있다. 특히 주유동방향 난류강도분포를 보면 후류에서 일반적으로 나타나는 쌍봉구조형태 분포가 완전히 사라지는 특이한 분포를 보이고 있다

3) $St_c=0.20$ 의 경우, 후류중심 부근에서의 운동량손실은 상대적으로 적지만 후류폭 전체적으로는 와열의 중심간 거리가 멀어지면서 후류폭이 확대되는 형태를 나타내었다. 또한, $St_c=0.09$ 일 때 감소하던 난류강도는 다시 회복되는 현상이 나타난다. 이는 내부음향섭동의 주파수가 와류유출주파수와 같아지는 이른바 위상록킹효과(phase locking effect)에 의해 응집구조가 회복되면서 음향섭동에 의한 영향보다는 위상록킹효과에 의한 영향을 더 크게 받는 영역임을 알 수 있다. 한편, $St_c=0.38$ 에서는 음향섭동에 따른 후류유동 특성의 변화가 거의 나타나지 않았다.

참고문헌

1. D.E. Coles, 1956, "The law of the Wake in the Turbulent Boundary Layer", *J.Fluid Mech.*, Vol.1, pp.191-226.
2. Atsushi Okajima, 1982, "Strouhal Number of Rectangular Cylinders", *J.Fluid Mech.*, Vol.123, pp.379-398.
3. Tamotsu Igarashi, 1982, "Flow Characteristics around a Circular Cylinder with Slit," *Bulletin of the JSME*, Vol.25, No.207, Sep., pp.1389.
4. Tamotsu Igarashi, 1984, "Characteristic of Flow around a Square Prism", *Bull. JSME.*, Vol.28, pp.1858-1865.
5. 岡島 厚, 杉谷賢一郎, 1984, "長方形断面柱のストロハル數と背壓係數", *日本機械學會論文集(B編)*, 50卷 457號, pp.2004-2012.
6. K.C.Kim, J.S.Boo, J.P.Yang, and Y.B.Jung, 1994, "The Control of Vortex Shedding behind a Square Prism," *1st Int. Conf. on Flow Interaction cum Exhibition /Lectures on Interaction of Science & Art.* pp.196-199.
7. 이종춘, 1995, "원주의 회전 및 부착물에 의한 후류 특성에 관한 연구", 부산대학교 기계공학과 박사학위 논문
8. Masaru Kiya & Masanori Matsumura, 1985, "Large scale and Small scale Turbulence Structures in the Intermediate wake of a Two Dimensional Normal Plate", *Bulletin of JSME*, Vol.28, pp.1054-1061.
9. Masaru Kiya & Masanori Matsumura, 1985, "Turbulence Structure in Intermediate Wake of a Circular Cylinder", *Bulletin of JSME*, Vol.28, pp.2617-2624.
10. 구명섭, 부정숙, 김경천, 1995, "원통내부의 음향여기에 의한 와류유출제어", 대한기계학회, '95년도 춘계학술대회논문집(II)
11. M. Kiya, O. Mochizuki, H. Tanka and T. Tsukasa, 1987, "Control of Turbulent leading edge Separation Bubble," *JSME*, Vol.53.
12. 이상욱, 1996, "내부음향여기에 의한 원주후류의 구조변화에 관한 연구", 부산대학교 기계공학과 석사학위 논문
13. R.M. Lyeptow, K.S. Breuer, and I.H. Haritonidis, 1988, "Computer Aided Calibration of X Probes Using A Look Up Table", *Experiments in Fluids*, Vol.6, pp.115-118
14. A.A. Townsend, 1947, "Measurements in the Turbulent Wake of a Cylinder", *Royal Society of London Proceeding Series A*, Vol.190, pp.551-561.
15. T. Canwell, 1983, "An Experimental Study of Entrainment and Transport in the Turbulent Near Wake of a Circular Cylinder," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.136, pp. 321-374.
16. A.K.M. Hussain, Fazle and Hayakawa., 1987, "Education of Large Scale Organized Structures in a Turbulent Plane Wake," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 180, pp.193-229