

횡유동장에 놓인 원형 실린더 군 주위의 유동장 해석

심우건*, 김태한**

An Analysis on Cross Flows around a Group of Circular Cylinders

Woo Gun Sim and Tae Han Kim

Key Words: Group of Circular Cylinders (원형 실린더 군), Wake Galloping(후류 증속), Vortex Shedding(와류방출), Drag and Lift Coefficients(항력과 양력계수)

Abstract

A numerical method using FLUENT code was employed to investigate fluid drag and lift forces on a cylinder in a group of circular cylinders, subjected to a uniform cross flow. The cylinders can be arranged in tandem or in a staggered arrangements relative to the free stream flow. A vortex street behind the cylinder pairs or jets between the cylinders forms according to the arrangements. Vibration on a cylinder can occurs due to vortex shedding, fluid-elastic stiffness and wake galloping. The flow is first investigated and then the forces acting on the cylinder are calculated. The lift and drag forces on an elastically mounted cylinder in the wake of an upstream fixed cylinder arise from the mean flow plus velocity and pressure gradients in the wake. The analytical results of two staggered cylinder were compared with the existing experimental ones for validation of the present method. The analytical results of the forces were in good agreement with the experimental ones. The present method can be used for the analysis of the fluid induced vibration where the group of circular cylinders are subjected to a cross flow.

1. 서 론

원자력 발전소의 증기발생기 또는 열교환기는 쉘과 튜브로 구성되어 있으며 이러한 부품들은 크기의 최소화 또는 열전달 성능 기준의 만족 등을 위하여 높은 유속의 내부유동을 가지게 된다. 이런 높은 유속의 유동은 유체유발진동(flow induced vibration)에 의한 과도한 진동을 가능케 하여 튜브와 지지구조물 사이에 기계적인 마모현상을 유발함으로써 설비의 수명을 단축시키는 주요 원인으로 작용하고 있다. 튜브에서의 유동유기진동에 의한 마모는 원자로 냉각제 누설사고를 일으킬 수 있다. 유체유발유동은 다양한 유동조건에서 여러 가지의 메카니즘들에 의해 야기될 수 있으며 횡유동(cross flow)에 많은 튜브들이 직각 방향으로 노출된 열교환기와 같은 경우에는 유체탄성불안정성(fluidelastic instability)⁽¹⁾, 와류, 후류증속(wake galloping) 등이 유체유발진동의 중요한 요소로 작용한다. 따라서 원통형실린더 집합체의 여러 가지 배열에 대한 유체의 작용력에 대한 크기와 방향에 대한 자료와 정보는 유체유발진동 해석에 중요한 기초 자료로 사용되고 있으며 계속적으로 많은 연구가 진행되고 있다.

횡유동에 직각으로 노출된 두 개의 평행한 원통형 실린더는 여러 가지의 공학적 구조물에 사용

되고 있으며 위치에 따라 다양한 배열을 가질 수 있다. 두 개의 실린더가 서로 충분히 가까운 거리에 위치하여 뒤쪽 실린더가 앞 실린더와 횡방향으로 나란히 근접하거나 또는 앞 실린더의 후류 영역 안에 위치할 때 두 실린더 사이의 유동흐름에 간섭이 발생하게 된다. 이러한 두 개 실린더 주위의 유동흐름에 대한 첫 번째 관심은 두 개가 앞뒤로 나란히 위치한 직렬배열(tandem arrangement)에 관한 것으로 Pannell⁽²⁾ 등에 의해 연구되어 항공공학에 적용되었다. Biermann⁽³⁾ 등은 평행한 두 개의 실린더가 횡유동에 직각방향으로 옆으로 나란히(side by side) 위치할 때의 항력을 측정하였고 이로부터 간섭항력계수(interference drag coefficient)를 계산하였다. Hori⁽⁴⁾는 직렬 배열된 실린더 주위의 압력분포를 처음으로 측정하였다. Zdravkovich⁽⁵⁾는 실린더 간격이 1D에서 5D사이의 직렬배열과 1D에서 3D 사이의 옆으로 나란한 배열 및 이런 범위 안에서의 어긋난 배열에 대한 실험을 수행하여 항력과 양력을 측정하였다. 그리고 직렬 배열된 두 개 실린더에 작용하는 항력(drag force)은 여러 가지의 레이놀즈 수와 다양한 실린더 간격들의 조합 각각에 대하여 측정되어⁽⁶⁾ 보고되었다. 와류방출(vortex shedding)에 대한 연구는 Spivak⁽⁷⁾ 등에 의하여 시도되었으며 그 후에 Novak⁽⁸⁾ 등에 의하여 수행되었다. 기존의 연구는 현실적인 필요성에 의해 대부분에 실험에 의하여 수행되고 사용 범위가 한정적이다. 따라서 이론적 연구의 필요성이 요구되고 있다.

본 연구에서는 실제로 많이 사용되고 있는 하

* 한남대학교, 기계공학과

** 한국전력기술주식회사, 유체계통설계

나의 원통형 실린더 후류(wake) 구역에 두 개의 원통형실린더가 상하 대칭형태로 존재하는 삼각형 배열에 대하여 범용 열유체 해석 프로그램인 FLUENT⁽⁹⁾를 사용하여 2차원 수치해석을 수행하였다. 먼저 수치해석 방법의 검증을 위하여 두 개의 실린더 배열에 대해 2차원적 모델로 특정한 앞 뒤 간격을 가진 배열에서 상하 간격들을 변화시켜 가면서 일정한 레이놀즈 수에 대한 속도분포와 실린더 표면에서의 압력 및 유체작용력을 해석하고 이 수치해석 결과들을 보고된 실험자료⁽¹⁰⁾와 비교하였다. 삼각형 배열에 대해서는 특정한 앞 뒤 간격을 가진 배열에서 일정한 레이놀즈 수에 대하여 하류 실린더 상하 간격을 변화시켜 가면서 속도분포 및 유체의 작용력을 해석하였다. 이를 두 개의 실린더 배열에서의 결과와 비교 분석함으로써 실린더에 작용하는 유체작용력에 의한 항력계수와 양력계수들의 특성과 경향에 대해 고찰하였다.

2. 이론적 고찰

본 연구에서 사용한 범용 열유체 해석 프로그램인 FLUENT는 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 유체의 유동, 열전달, 상변화, 연소, 입자 액적의 거동에 관련된 현상 등의 수치 해석을 위해 개발된 상용 프로그램으로 열전도, 클린룸내의 분진의 거동, 열교환기, 각종 유체기계의 설계 등에 이용되고 있다. FLUENT는 전처리장치 및 후처리 장치로 구성되어 있다. FLUENT는 완전음해법(fully implicit method)을 사용한 유한체적법 code로서 속도와 같은 벡터량과 압력, 온도 등 스칼라량을 같은 위치에 저장하는 집중격자(non-staggered grid)를 사용한다. 본 해석에서는 대류항을 계산하기 위한 격자 점간의 보간으로 QUICK을 사용했고 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델⁽¹¹⁾, 수치해법은 SIMPLE⁽¹²⁾를 사용하였다.

유한체적법을 사용하여 검사체적에 대한 지배방정식의 차분방법은 upwind, power-law, quadratic-upwind 차분방법 등으로 나누어진다. 본 연구에서는 계산의 정확도를 기하기 위해 계산시간이 더 요구되지만 quadratic-upwind 차분방법을 사용하였다.

2.1 지배방정식

실린더 주변을 흐르는 황유동에 대한 지배방정식을 일반형으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] + S_\phi \quad (1)$$

여기서 좌변 첫 번째 항은 검사체적 내의 시간에 따른 물리량의 변화를 나타내고, 두 번째 항은 대류항(convection term), 우변 첫 번째 항은 확산항(diffusion term), 두 번째 항은 생성항

(source term)을 나타낸다. $\phi=1$ 인 경우 연속방정식, ϕ 가 속도성분인 경우는 운동량방정식, ϕ 가 엔탈피인 경우는 에너지방정식을 각각 나타낸다. 각각의 지배방정식에 대한 확산계수 Γ_ϕ 와 생성항 S_ϕ 는 다른 형태로 표시된다. 비압축성 유체에 대해 난류의 시간적으로 변동하는 속도 U_i 를 시간평균(time average) 속도 $\overline{U_i}$ 와 변동성분(fluctuating component)의 속도 u_i 로 나누어 표시한다. 또한 압력 P 도 같이 처리한다. 변동성분 u_i 의 시간평균이 0인 사실을 이용하여 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식에 대입하여 시간평균을 취한다.

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $-\rho \overline{u_i u_j}$ 는 레이놀즈응력(Reynolds stress)이라 불리며 난류에 의해 발생하는 응력이다. 이 레이놀즈응력을 어떠한 방법으로 구할 것인가 하는 것이 난류수치해석에서는 중요한 문제가 된다.

2.2 난류모델

난류점성계수 μ_t 는 점도와 같은 물성값이 아니고 난류운동의 양상이나 유동의 이력에 따라 변하는 값이다. 이 난류점성계수는 현재까지의 난류에 관한 많은 통계적인 실험이나 고찰로부터 난류운동의 특성길이(characteristic length)와 특성속도(characteristic velocity)에 의해 결정되는 값이라고 알려져 있다. $k-\epsilon$ 모델은 난류에너지 k 로부터 특성속도를, 점성소산율의 크기 ϵ 을 이용하여 간접적으로 특성길이를 구하는 모델이다. 난류점성계수는

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

로 주어지며 모델로서 이용되는 k 의 수송방정식의 최종 형태는

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (5)$$

ϵ 의 수송방정식의 최종 형태는

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \rho U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) \\ & - C_{\epsilon 1} \rho \frac{\epsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

으로 표현된다.

본 해석은 과도해석이므로 정상상태의 수렴조

건은 규정되지 않으나 매 시간 단계별 계산진행
을 위한 해의 수렴판정은 속도, 압력 각각의 계
산영역 전체 잔류항의 총합이 10^{-3} 이하가 되는
시점으로 보았다

2.3 무차원 함수

횡유동속 실린더 후류에서의 주기적인 와류를
방출하게 되며 비정상유동을 시간단계별로 과도해
석(transient analysis)을 수행하고 그 결과를 시간
평균하여 구하였다. 일반적으로 실린더에 작용하
는 양력의 변동(oscillation)주기는 와류방출 주기
와 동일하고 항력의 변동주기는 와류방출 주기의
두 배에 해당하게 된다. 후류에서의 와류방출주기
는 Strouhal 수를 사용하여 계산할 수 있다.

$$S = \frac{f_s D}{U} \quad (7)$$

f_s 는 와류방출주기(Hz), U 는 자유유동속도 그리
고 D 는 실린더 직경이다. 아음속의 유동영역에서
정지된 실린더의 Strouhal 수는 레이놀즈 수의 합
수이나 좀더 엄밀하게 표현하면 표면 거칠기와 자
유유동난류(free stream turbulence)와 연관된다.

하류 실린더의 표면압력분포를 압력계수를 사용
하여 특정 시간단계에서 원주방향의 각도에 대하
여 나타낼 수 있다. 실린더 표면에서의 압력계수
는 다음과 같다.

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\rho U^2 / 2} \quad (8)$$

p 는 실린더 표면압력, ρ 는 유체밀도이고 p_∞ 는
자유유동압력이며 U 는 자유유동속도이다.

실린더에 작용하는 항력계수와 양력계수는 무
차원수로서 다음과 같이 계산하였다.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 D l}, \quad C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho U^2 D l} \quad (9)$$

F_D 는 항력, F_L 은 양력으로 표면압력과 투영면
적의 곱을 실린더 표면에 대하여 적분한 압력에
의한 값과 전단응력과 투영면적의 곱을 실린더 표
면에 대하여 적분한 마찰력에 의한 값의 합으로
각각 유선방향과 가로방향으로 작용한다. D 는 실
린더 직경, U 는 자유유동속도, ρ 는 유체밀도 그
리고 l 은 실린더 길이이나 본 해석에서는 2차원
모델을 사용하였으므로 단위길이를 적용하였다.

3. 수치해석

3.1 해석모델

본 연구에서의 해석모델은 컴퓨터 계산속도와
기억용량측면에서 어려움 때문에 실험에서와는 달
리 2차원 모델을 사용하여 수행하였다. 먼저 Fig.
1(a)에 나타난 것처럼 동일한 직경 20 mm를 가진

두 개의 평행한 실린더를 어긋난 배열로 위치시켰
다. 실린더 직경에 기준한 레이놀즈 수 53,000의
유동장에 위치할 때 $L=1.5D$ 로 고정하고 상하간격
 T 를 0D, 1D, 2D의 여러 가지로 변화하면서 하류
실린더에 작용하는 유체의 작용력에 의한 항력계
수와 양력계수에 대하여 알아보았다. 또한 $L=3D$
의 경우에 대하여 T 를 0D, 0.5D, 1D, 2D로 변화
하면서 하류 실린더에 작용하는 유체의 작용력에
의한 항력계수와 양력계수에 대하여 알아보았다.

Fig. 1(b)에 나타난 것처럼 직경 20mm인 세 개
의 실린더가 삼각형 배열로 동일한 레이놀즈 수의
횡유동속에 위치할 때에 각각 $L=1.5D$ 및 3D의 경
우에 대하여 상하 대칭의 실린더 간격 T 를 0.5D,
0.75D, 1D, 2D 등의 여러 가지로 변화하면서 하류
실린더에 작용하는 항력계수와 양력계수의 특성을
관찰하였다.

와류방출에 의한 Strouhal 수는 기존의 발표된
자료⁽¹³⁾를 검토하여 본 해석에서 사용되는 레이놀
즈 수(5.3×10^4)와 표면 거칠기(k_s/d)의 조건에
부합되는 0.2를 예비적으로 선택하여 해석함으로
써 해석상의 와류방출주기를 비교하였다. 수치해
석 결과는 와류방출주기가 0.2보다 더 작은 값 즉
대략 0.18이고 이는 기존의 발표된 자료들에서 제
시한 두 실린더 배열시의 Strouhal 수가 하나의
실린더에 대한 Strouhal 수에 비해 낮은 값을 갖
는다는 주장에도 부합된다. 따라서 시간의 증분을
 $1.0E-5$ second하여 대략 300번의 계산을 수행하
였다.

3.2 격자구조

해석에 필요한 여러 가지 미분방정식들을 유한
체적방법으로 풀기 위한 두 개 및 세 개 실린더
배열에 대한 격자구조는 정렬형 격자구조를 이용
하였으며 여러 가지 격자 수에 대한 결과의 독립
성을 확인하였다. 특히 실린더 표면에서의 유동박
리와 후류의 생성 등에 실린더 표면주위에서의 격
자 수는 중요한 역할을 하므로 격자 수에 대한 독
립성을 검토한 결과 각 실린더 전 표면에서 격자
수가 160개 이상이면 일관된 결과를 얻을 수 있음

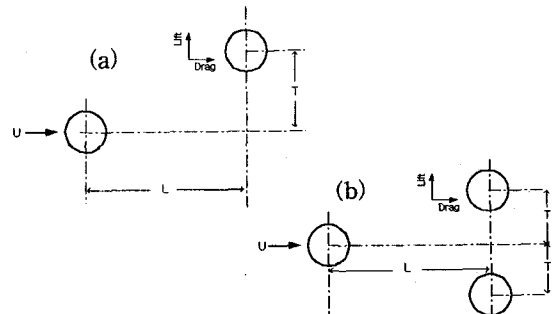


Fig. 1 Schematic diagram for (a) two-cylinder configuration and three-cylinder configuration

을 확인하였다. x, y 방향으로 약 300 X 300 선으로 구성하였으며 실린더 주위와 앞 뒤 실린더 사이에서의 후류에 의한 효과의 영향을 주시하기 위하여 다른 부분에 비해 밀도가 높은 격자수로 구성하였다. 이러한 격자구성으로 한 주기 동안의 와류방출을 해석하는데 HP workstation C180으로 약 75시간이 소요되었다. 채널내의 양측 벽과 가장 가까운 실린더와의 거리는 벽면에서의 영향이 채널내의 실린더주위의 유동장에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 5D 이상의 간격을 유지하였다.

3.3 경계조건

유체작용력 해석을 위한 본 연구에서는 온도조건이 특별히 필요하지 않으므로 에너지계산 식은 고려치 않았으며 채널 입구에서는 균일한 속도 35.94 m/s로 5 °C의 공기가 유입이 된다. 난류모델에 대한 운동에너지(k)값을 위해 입구에서의 난류강도는 0.5%로 주었고 소산율(ϵ)을 위한 특성길이는 원통형 실린더직경을 사용하였다. 본 연구에서는 유속에 대해 벽면 및 실린더표면에서 정지유속조건(no-slip condition)을 주었으며 계산의 정확도를 위해 벽면함수⁽¹⁴⁾를 실린더 표면부근에 적용하였다. 실린더 표면의 거칠기 선택은 기존의 발표된 실험자료⁽¹⁵⁾를 이용하여 거칠기 선택에 따른 계산 값의 변화를 알아보기 위하여 2차원적 사각채널내 한 개의 실린더를 모델로 같은 격자구조에서 여러 가지 해석을 수행한 결과 표면 거칠기 $k_s/d = 17.5 \times 10^{-3}$ 가 기존의 발표된 실험결과와 유사한 가장 현실적인 결과를 도출할 뿐 아니라 채널내의 유동장이 안정된 해석결과를

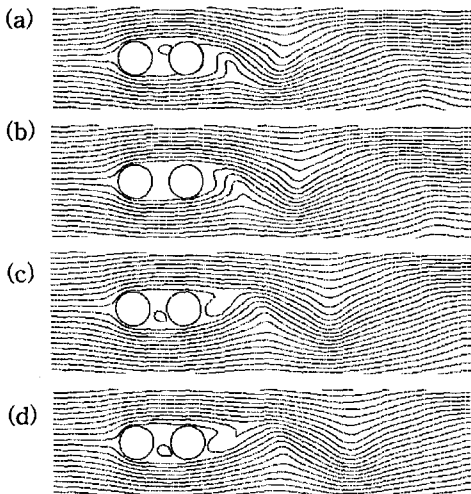


Fig. 2 Stream function for two-cylinder configuration ($L=1.5D$, $T=0D$) at (a) $t=9.1E-04(s)$, (b) $t=1.21E-03(s)$, (c) $t=1.81E-03(s)$, (d) $t=2.11E-03(s)$,

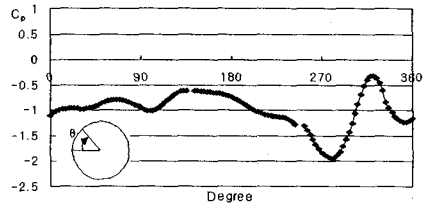


Fig. 3. Surface pressure distribution of downstream cylinder at $t=1.21E-03(s)$ ($L=1.5D$, $T=0D$)

구할 수 있었다.

4. 해석결과 및 고찰

4.1 두 개 실린더 배열

세 개 실린더 배열에 대한 유체작용력의 해석에 앞서 두 개 실린더 배열에 대한 작용력 해석을 수행하였다. Fig. 2는 $L=1.5D$ 의 직렬배열($T=0D$)인 경우 유동장 흐름에 관한 수치해석 결과를 시간 단계별로 나타낸 것으로 흡사 하나의 물체에서 유동장이 형성되는 것과 유사한 형태로 하류실린더 뒤쪽에서 와류가 형성됨을 나타내고 있으며 두 실린더 사이의 유동은 거의 정체(stagnant)되어 있음을 볼 수 있다. 기존의 실험자료에 따르면 정지된 두 개 실린더의 직렬배열 (tandem arrangement)에서 실린더 간격이 $1.1 < L/D < 1.6$ 에서는 vortex street가 상류 실린더 뒷부분에서는 억제되나 하류 실린더 후류에서는 형성되는 것을 볼 수 있다.

하류 실린더의 표면압력분포를 압력계수를 사용하여 특정 시간단계에서 원주방향의 각도에 대하여 Fig. 3(Fig. 2b 참조)에 도시하였다. 하류실린더의 앞부분 즉 0도 주위의 압력계수가 한 개 실린더의 경우와는 달리 상당히 낮은 값을 가지고 있음을 알 수 있으며 이는 간격사이의 유동이 거의 정체되어 있음을 시사한다. 압력의 최소점은 270° 부근에서 발생된다. 일반적으로 $L/D=2.5$ 이상에서는 두 실린더 모두에서 vortex street가 형성된다. Fig. 4에 예시하였듯이 수치해석으로 구한 $L=3D$ 인 직렬배열의 경우에 이러한 현상이 관찰되었다.

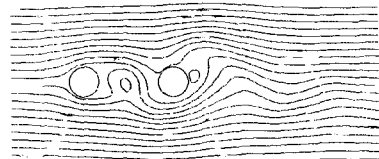


Fig. 4 Stream function for two-cylinder configuration ($L=3D$, $T=0D$) at $t=2.8E-03(s)$,

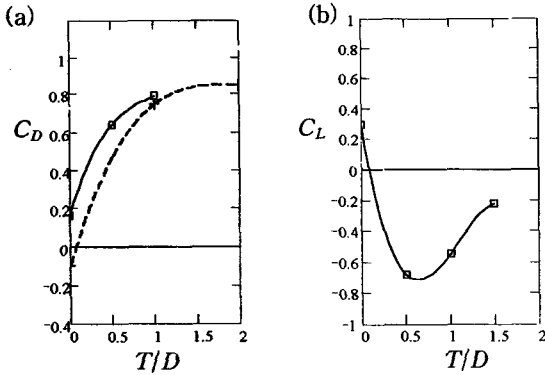


Fig. 5 (a) Drag and (b) lift coefficients for two-cylinder staggered configuration ;
 - - + - - ; $L=1.5D$. —□— ; $L=3D$

두 실린더의 유선방향 간격이 1.5D 혹은 3D인 경우에서 여러 가지 가로방향 간격에 대한 하류 실린더에 작용하는 항력계수와 양력계수를 Fig. 5에 나타내었다. 항력은 뒤의 실린더를 엇갈릴수록 증가하며 T/D 가 1 이상이 되면 서서히 0.8에 근접하고 있다. 양력은 T/D 가 0.5까지는 감소하다가 그 이상에서 다시 증가하여 서서히 0에 접근함을 보이고 있다. 양력이 $T/D=0.6$ 부근에서 최소값을 보임은 이 부근에서 하류 실린더의 아래로 지나가는 유속이 최대임을 나타낸다. 하류 실린더의 유동력에 미치는 상류 실린더의 영향이 T/D 가 1.5 이상에서 비교적 작음을 알 수 있다.

수치해석결과와 실험결과⁽¹⁰⁾를 비교하여 계산범위에서 약 10% 차이가 있다.

4.2 세 개 실린더 배열

앞에서의 두 개 실린더 배열에 대한 해석의 검증과정에서 확인하였듯이 $L=3D$ 와 $L=1.5D$ 의 두 경우 모두 가로방향 간격이 $0D < T < 2D$ 사이에서 해석결과의 정확도가 상대적으로 높게 나타남으로 세 개 실린더 배열에 대한 해석범위는 $0D < T < 2D$ 로 제한하여 수행하였다.

Fig. 6은 세 개 실린더 $L=3D$ 배열에 대한 체널 내의 와류도를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 1/2주기 정도의 시간변화에 대한 와류발생부위의 변화를 명확하게 나타내고 있으며 상류 실린더에서의 와류형성도 확인할 수 있다.

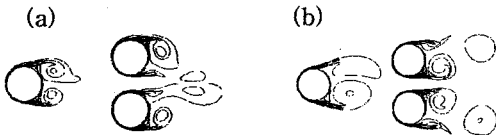


Fig. 6 Z-component of vorticity of three-cylinder configuration ($L=3D$, $T=0.75D$) at (a) $t=1.5E-03(s)$, (b) $t=3.01E-03(s)$,

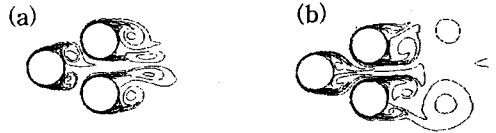


Fig. 7 Z-component of vorticity of three-cylinder configuration ($L=1.5D$, $T=0.75D$) at (a) $t=1.5E-03(s)$, (b) $t=3.01E-03(s)$,

Fig. 7은 세 개 실린더 $L=1.5D$ 배열에 대한 와류도를 나타낸 것으로 Fig. 6과 유사하나 이 배열에서는 상하류 실린더 간격이 좁기 때문에 상류 실린더에서의 와류형성이 비교적 억제되고 있음을 볼 수 있다. 또한 상류 실린더를 스치고 통과한 유체의 대부분이 두 개의 하류 실린더 사이로 흘러 들어감을 보이고 있다.

Fig. 8은 세 개 실린더 $L=1.5D$ 혹은 $3D$ 배열에 대한 하류 상부 실린더의 항력계수와 양력계수를 나타낸 것이다. 항력은 두 개 실린더 직렬배열의 결과에 비하여 상당히 크며 어긋남이 커질수록 감소하고 있다. 하지만 양력은 비슷한 양상을 보이고 있다. 두 개의 하류 실린더가 비교적 밀착되어 있는 경우에 항력계수가 상대적으로 크게 나타나는 것은 이러한 배열에서 하류 실린더에 접근하는 유속을 두 개 실린더 직렬배열의 경우보다 증가시키며 하류 실린더 후방의 와류 영역이 더 확산되기 때문이다. 즉 후류의 영향이 넓고 강하게 나타나기 때문인 것으로 판단된다. 양력은 T/D 가 1 부근에서 음의 최소 값을 보이며 이는 두 개의 하류 실린더 사이를 통과하는 유속이 이 때가 가장 크기 때문이다.

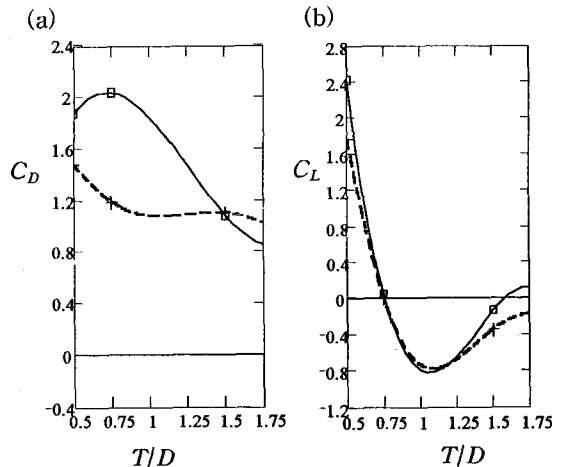


Fig. 6 (a) Drag and (b) lift coefficients for three-cylinder staggered configuration ;
 - - + - - ; $L=1.5D$. —□— ; $L=3D$

5. 결론

본 연구에서는 횡유동에 직각으로 노출된 어긋난 배열의 두 개 원통형실린더 군 주위의 유동장을 수치해석 방법으로 해석하였다. 해석에 사용한 프로그램은 FLUENT로서 유한체적법(finite volume method)에 근거하여 개발된 열유체 해석 범용 프로그램이다. 유동장 해석 결과를 이용하여 하류 실린더에 작용하는 유체의 작용력 즉, 항력과 양력을 계산하였으며 기존의 실험결과⁽¹⁰⁾와 비교 분석하여 본 수치해석 방법을 검증한 후에 하류에 두 실린더가 상하대칭으로 배열된 세 개 실린더 군에 대한 유체작용력을 해석하였다. 어긋난 두 개 실린더 배열에 대한 해석결과와 실험결과를 비교하여 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다. 실린더 직경에 기준한 레이놀즈 수(53,000)의 유동장에 $L=1.5D$ 혹은 $3D$ 에 위치할 때에 상하간격 T 를 $0D$, $1D$, $2D$ 의 여러 가지로 변화하면서 하류 실린더에 작용하는 항력계수와 양력계수에 대하여 알아보았다.

하류 실린더가 상류 실린더에 근접하게 위치하였을 때에 상하류 실린더 사이의 와류생성이 억제되며 세 개의 실린더 배열에서 두 개의 하류 실린더가 비교적 밀착되었을 때에는 항력계수가 두 개의 실린더의 직렬배열의 경우에 비하여 상당히 큼을 알 수 있었다. 하류 실린더의 아래쪽으로 통과하는 유속이 증가할수록 실린더에 작용하는 양력은 아래로 작용함을 보이고 있다. 상류 실린더에 대한 하류 실린더의 어긋남이 비교적 클 때에는 상류 실린더의 영향이 작음을 알 수 있었다.

본 연구에서 얻은 결과들은 횡유동에 노출된 원통형 실린더 삼각형 배열에서의 유체작용력에 의한 유체유발진동 해석을 위한 기초자료로 활용될 수 있으리라 기대한다.

참고문헌

- (1) Connors, H.J., Jr., 1978, "Fluidelastic Vibration of Heat Exchanger Tube Arrays", Journal of Mechanical Design, Vol. 100, pp. 347-353.
- (2) Pannell, J.R., Griffiths, E.A. and Coales, T.D., 1915, "Experiments on the Interference between Pairs of Aeroplane Wires of Circular and Lenticular Cross Section", (British) Advisory Committee for Aeronautics, Report and Memoranda No. 208, Annual Report for 1915-1916, Vol. 7, pp.219-221.
- (3) Biermann, D. and Herrnstein, W.H., Jr., 1933. "The Interference between Struts in Various Combinations", National Advisory Committee for aeronautics, Tech. Rep.468,
- (4) Hori, E., 1959, "Experiments on Flow around a Pair of Parallel Circular Cylinder", Proc. 9th Japan National Congress for Applied Mech., Tokyo, pp.231-234.
- (5) Zdravkovicho, M.M., 1977, "Interference between Two Circular Cylinders; Series of Unexpected Discontinuities", Journal of Industrial Aerodynamics, Vol. 2, pp.255-270.
- (6) Price, C.J., 1964, "Wake Induced Flutter of Power Transmission Conductor", Electrical Engineering in Japan, Vol. 84, pp. 21-28.
- (7) Spivak, H.J., 1946, "Vortex Frequency and Flow Pattern in the Wake of Two Parallel Cylinder at varied Spacing Normal to Air Stream", Journal of Aeronautical Sciences, Vol. 13, pp.289-297.
- (8) Novak, J., 1975, "Strouhal Number for Two Cylinders of Different Diameters Arranged in Tandem", Acta Technica Czechoslovak Academy of Science, No. 3, pp.366-374.
- (9) Fluent User's Guide, 1995. Version 4.3,
- (10) Paidoussis, M. P. and Price, S. J., 1984, "The Aerodynamic Forces acting on Groups of Two and Three Circular Cylinders when Subjected to a Cross-Flow", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 17, pp.329-347.
- (11) B.E. Launder and D.B. Spalding, 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Computer Methods in Applied Mech. and Engi., Vol. 3, pp.269-289.
- (12) S. V. Patankar, 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGRAW-HILL.
- (13) E. Achenbach and E. Heineckel, 1981, "On vortex shedding from smooth and rough cylinders in the range of Reynolds numbers 6×10^3 to 5×10^6 ", J. Fluid Mech., Vol. 109, pp.239-251.(1)
- (14) M.A. Leschziner, W. Rodi, 1981, "Calculation of Annular and Twin Parallel Jets Using Various Discretization Schemes and Turbulence-Model Variations", ASME J. of Fluid, Eng., Vol. 103, pp.352-360.
- (15) O. Guven, C. Farrell and V.C. Patel 1980, "Surface-roughness effects on the mean flow past circular cylinders", J. Fluid Mech., Vol. 98, part 4, pp.673-701.