

시뮬레이션에 의한 유체 유동 파이프 계의 곡관부의 각도 변화에 따른 고유진동수 고찰

A Simulation for the Natural Frequencies of Curved Pipes Containing Fluid Flow with Various Elbow Angles

최명진*, 장승호*

Myung-Jin Choi, Seung-Ho Jang

Abstract

To investigate the natural frequencies of curved piping systems with various elbow angles conveying flow fluid, a simulation is performed considering initial tension due to the inside fluid. The system is analyzed by finite element method utilizing straight beam element. Elbow part is meshed using 4 elements, and the initial tension is considered by inserting equivalent terms into the stiffness matrix. Without considering the initial tension, the system becomes unstable, that is, the fundamental natural frequency approaches to zero value fast, as the flow velocity reaches critical value. With the initial tension terms, the system becomes stable where there is no abrupt decrease of the fundamental natural frequency. The change rate of the natural frequency with respect to the flow velocity reduces. As elbow angle increases, the system becomes stiffer, then around 150 degrees of the elbow angle the natural frequency has the largest value, the value decreases after the angle of the largest natural frequency. When angle is between 170 degrees and 179 degrees, the natural frequency is very sensitive. This means that small change of angle results in great change of natural frequency, which is expected to be utilized in the control of the natural frequency of the piping system conveying flow fluid.

* 경희대학교 기계산업시스템공학부

1. 서 론

파이프는 각종 플랜트 및 발전소에서 인체의 혈관과 같은 핵심적인 역할을 담당하고 있으며 오일이나 가스의 파이프라인, 항공기, 미사일등의 연료 공급라인 등에도 사용되어지고 있다. 이러한 파이프 계에서 작동유체의 속도 및 압력의 변화는 계 전체의 진동 특성에 영향을 미치게 되어 더욱더 관심의 대상이 되고 있으며, 진동 설계의 미비는 시스템의 수명 단축은 물론 사고 발생의 주된 요인으로 작용할 수 있다. 특히 원자력 발전소의 열 교환기를 이루는 파이프라인과 항공기의 연료 공급 파이프라인의 결함은 대형사고로 이어질 수 있는 위험요소를 내재하고 있다. 따라서 파이프 계의 진동저감을 위한 기술개발 및 설계 파라미터를 결정하는 연구는 매우 중요하며, 이에 관련된 설계 기술을 선진 외국에 의존하고 있는 국내 실정에 비추어 볼 때, 파이프 계의 진동에 관한 기초연구의 필요성이 요구되고 있다.

유체를 포함하는 파이프의 해석은 1950년대부터 시작하여, Housner¹⁾가 직선 파이프를 단순보 이론에 근거하여 내부유체의 속도가 어느 한계에 도달할 때 축 방향의 좌굴이 발생함을 보였으며, 1961년 Benjamin²⁾은 직선파이프를 분절된 연속체로 가정하여 유체의 속도가 파이프의 운동에 미치는 영향을 고찰하였으며, Gregory와 Paidoussis^{3,4)}는 이론과 실험을 통하여 Benjamin의 결과를 입증하였다. 일정한 곡률을 갖는 파이프에 대해서는 Chen⁵⁾이 Hamilton의 원리를 이용하여 운동방정식을 유도하였으며, Hill과 Davis⁶⁾는 정적평형 힘을 고려하여 좌굴이 발생하지 않았음을 보였다. 유한요소법(Finite Element Method)을 이용한 파이프의 거동에 관한 연구는 Mote⁷⁾가 Ritz방법을 이용하여 해석하였으며, Benjamin의 결과와 비슷한 결과를 보였다. Kohli와 Nakra⁸⁾는 직선 보 유한요소로 일정한 곡률을 갖는 파이프를 혼합한 계의 진동해석을 통하여 Blevins의 이론적인 결과와 일치함을 보였다. 이동명⁹⁾은 전달행렬법(Transfer Matrix Method)을 이용하여 파이프 계를 연구했으며, 박

현용¹⁰⁾은 파이프 계의 알맞은 지지점 위치를 선택하는 방법에 대하여 연구했다. 또한 김재영¹¹⁾은 곡관의 크기를 극소화 시켜 파이프 계의 고유진동수의 변화를 고찰하였다.

지금까지 유체 유동 파이프에 대해서는 많은 연구가 시행되었으나, 곡관부의 각도가 진동특성에 미치는 영향에 대해 연구한 논문을 찾아보기는 힘들었다. 또한 초기 인장력을 고려한 경우를 보면 기존의 해석 결과는 곡관부의 형태를 극단적으로 축소하여 해석함으로써 다양한 형태의 곡관에 대하여 유속의 변화에 대한 적합한 고유진동수의 변화를 고찰하지 못하였다. 본 논문에서는 초기인장력을 고려하고 곡관부의 엘보우 각도 변화가 전체 진동특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 시뮬레이션을 통해 엘보우 각도를 변화시키면서 고유진동수의 변화를 고찰하였다.

2. 본 론

2-1. 계의 모델

본 논문에서는 3차원 해석을 가능케 하기 위하여 절점당 6자유도의 Euler보를 선택하여 유한요소 해석을 수행하였으며 해석의 단순함을 기하기 위하여 곡선 부분을 직선 요소의 결합으로 나타냈다. 또한 파이프 내의 유체는 완전히 꽉 차 있고, 유체는 비압축성이라는 가정하에 유체의 점성에 의한 압력강하와 유체 운동의 난류유동, 중력의 영향, 온도에 의한 영향과 파이프재료의 구조댐핑 및 전단력에 의한 변형이나 회전에 의한 관성을 무시하였다. 이외에도 유체의 속력이 시간에 대해서 항상 일정한 정상상태 유동만을 고려하여 이상유체(two phase flow)는 발생하지 않는다는 가정을 하였다. 내부 유체를 포함한 파이프는 Hamilton의 원리를 이용한 유한요소법을 사용하여 해석하였다. 계의 진동은 외평면 및 내평면의 진동이 동시에 발생하며 파이프 계의 굴곡된 부분은 직선 요소(straight element)의 연결에 의하여 형상화했으며, 공간상의 파이프는 양단이 고정된(Clamped) 상태로 일정한 유속의 유

체가 흐르고 있다고 가정했다. 내부 유체의 흐름의 변화에 의해서 발생하는 운동량 변화에 기인하여 파이프의 굴곡부분에 합력(Resultant Force)이 작용하게 되며, 이 합력에 의한 정적 해석을 통하여 각 요소에 걸리는 힘을 고려한 후 동적인 해석을 시행하였다.

2-2. 운동방정식

파이프 계는 여러 개의 유한 요소의 결합으로 나타내어진다. <Fig.1>은 지역 좌표계(local coordinate)에서의 요소의 변위와 회전을 나타내고 있다. 여기서 절점 1과 절점 2는 각각 3개의 변위(x, y, z) 와 3개의 회전($\theta_x, \theta_y, \theta_z$)으로 나타내어지는 6개의 자유도를 가지고 있고 따라서 총 12개의 자유도를 갖고 있다.

$$\{\delta_e\} = \{u_1, v_1, w_1, \theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}, u_2, v_2, w_2, \theta_{2x}, \theta_{2y}, \theta_{2z}\} \quad \dots \dots \dots (1)$$

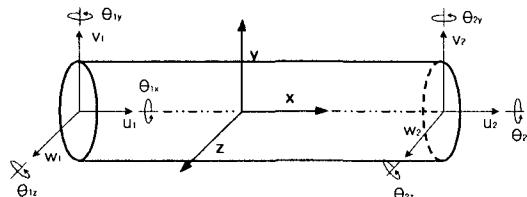


Fig. 1 Displacements and Rotations of Finite Element Model

본 논문에서는 운동방정식을 유도하기 위하여 Hamilton's Principle을 이용하였다. 식(2)는 Hamilton's Equation이다.

$$\int_{t1}^{t2} \{\delta T_p - \delta V_p + \delta T_f + \delta W_{pre} - \delta V_n\} dt = 0 \quad \dots \dots \dots (2)$$

여기서 T_p 는 파이프의 운동에너지, V_p 는 파이프의 포텐셜에너지, T_f 는 유체의 운동에너지, W_{pre} 는 유체의 압력에 의한 파이프의 일, V_n 는 절점 힘에 의한 포텐셜에너지이다. 식 (2)의 각 항은 에너지 항이고, 파이프의 운동에너지와 포

텐셜에너지는 다음의 식으로 표현되어진다.

$$\begin{aligned} \delta T_p &= \delta \left[\int_{el} \frac{1}{2} m_p \left(\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 + J_0 \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right)^2 \right) dx \right] \\ \delta V_p &= \delta \left[\int_{el} \frac{1}{2} \{E A_p \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + H_z \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + H_y \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + GJ \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + P_x \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \} dx \right] \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (3)$$

여기에서 m_p 는 파이프의 단위 길이당 질량, J_0 는 면적 국관성모멘트, A_p 는 파이프의 단면적, I_z, I_y 는 단면 관성모멘트, GJ 는 비틀림 강성계수이며, P_x 는 요소에서의 파이프의 초기 인장력이다. 유체의 운동에너지와 유체의 압력에 의한 파이프의 일은 식(4)로 표현되어 진다.

$$\begin{aligned} \delta T_f &= \delta \left[\int_{el} \frac{1}{2} m_f \left(\left(\frac{\partial u}{\partial t} + c \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} + c \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right) dx \right] \\ \delta W_{pre} &= \delta \left[\int_{el} \frac{1}{2} p A \left(\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right) dx \right] \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (4)$$

m_f 는 유체의 단위 길이당 질량이며, p 는 유체의 압력이고, A_p 는 파이프의 내부 단면적이다. 요소의 절점에 발생하는 힘에 의한 포텐셜에너지는 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} \delta V_n &= -\delta [P_{1x}u(0) + P_{2x}u(el) + P_{1y}v(0) + P_{2y}v(el) \\ &\quad + P_{1z}w(0) + P_{2z}w(el) + M_{1x}\phi(0) + M_{2x}\phi(el) \\ &\quad + M_{1y} \frac{\partial w(0)}{\partial x} + M_{2y} \frac{\partial w(el)}{\partial x} + M_{1z} \frac{\partial v(0)}{\partial x} + M_{2z} \frac{\partial v(el)}{\partial x}] \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (5)$$

여기서 u 는 파이프의 길이 방향 변위, v 는 xy 평면에서의 굽힘 변위, w 는 zx 평면에서의 굽힘 변위, $\phi(=\theta_x)$ 는 파이프의 길이 방향의 비틀림 변위이다. 요소에 대한 운동방정식을 행렬 형태로 표시하기 위하여 식 (6)과 같은 변위 함수를 도입한다.

$$\{\delta(x, t)\} = [N(x)]\{\delta(t)\} \quad \dots \dots \dots (6)$$

여기서 $[N(x)]$ 는 형상함수로 이루어진 행렬이고 $\{\delta(t)\}$ 는 시간에 따라 변화하는 절점 변위들로 이루어진 벡터이다. 그리고 형상함수는 1차 함수와 3차 함수들로 구성된다. $\{\delta(t)\}$ 는 $\{U_e(t)\}, \{V_e(t)\}, \{W_e(t)\}$ 와 $\{\phi_e(t)\}$ 로 요소에 대한 변위 벡터들이다. 변위 모델을 식(2)에 대입하여 변수 분리한 후 적분하여 경계조건을 적용하면 식(7)을 얻는다.

$$\begin{aligned} & -\int \{\delta U_e\}^T \{[M1]_e \{\ddot{U}_e(t)\} + [K1]_e \{U_e(t)\} - \{P_{le}\}\} \\ & + \{\delta V_e\}^T \{[M2]_e \{\ddot{V}_e(t)\} + \\ & ([K2]_e - ((m_f c^2 + pA) - P_{xe}) [K3]_e) \{V_e(t)\} - \{P_{xe}\}\} \\ & + \{\delta W_e\}^T \{[M3]_e \{\ddot{W}_e(t)\} + \\ & ([K4]_e - ((m_f c^2 + pA) - P_{xe}) [K5]_e) \{W_e(t)\} - \{P_{ze}\}\} \\ & + \{\delta \phi_e\}^T \{[M4]_e \{\ddot{\phi}_e(t)\} + [K6]_e \{\phi_e(t)\} - \{P_{4e}\}\} dt = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)은 Coriolis의 가속도에 의하여 생기는 힘의 항은 제외된 상태이다. 식 (7)로부터 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & [M1]_e \{\ddot{U}_e\} + [K1]_e \{U_e\} = \{P_{le}\} \\ & [M2]_e \{\ddot{V}_e\} + ([K2]_e - ((m_f c^2 + pA) - P_{xe}) [K3]_e) \{V_e\} = \{P_{xe}\} \\ & [M3]_e \{\ddot{W}_e\} + ([K4]_e - ((m_f c^2 + pA) - P_{xe}) [K5]_e) \{W_e\} = \{P_{ze}\} \\ & [M4]_e \{\ddot{\phi}_e\} + [K6]_e \{\phi_e\} = \{P_{4e}\} \end{aligned} \quad (8)$$

각각의 식에 포함된 행렬 중 $[M]$ 은 질량행렬(Mass Matrix)을 $[K]$ 는 강성행렬(Stiffness Matrix)을 표시한 것인데, 특히 $[K1], [K2], [K4]$ 및 $[K6]$ 은 파이프의 탄성 특성으로부터 나온 강성 행렬을 나타낸 것이고 $[K3], [K5]$ 는 유체의 원심력과 압력 및 초기 인장력에 의해서 유발된 강성행렬을 나타낸 것이다.

2-3. 좌표 변환

유도된 방정식은 지역 좌표계(local coordinate)

에서 표현된 단일 요소에 대한 운동방정식을 나타낸다. 따라서 단일요소의 특성행렬($[M]$, $[K]$, $[P]$)은 좌표변환을 통하여 전체 좌표계(global coordinate)의 특성행렬($[\bar{M}]$, $[\bar{K}]$, $[\bar{P}]$)로 전환해주는 작업이 필요하다. 이렇게 전환되어진 각각의 요소에 대한 특성행렬을 결합하면 파이프 계 전체의 특성행렬이 만들어진다. 전체 좌표계에서의 강성행렬과 질량행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [\bar{K}] &= [T]^T [K] [T] \\ [\bar{M}] &= [T]^T [M] [T] \end{aligned} \quad (9)$$

2-4. 파이프 계의 고유진동수

식 (9)에서 얻어진 강성행렬을 보면

$$[\bar{K}] = \sum_{e=1}^n [[\bar{K}]_e - (m_f c^2 + pA - P_{xe}) [\bar{K}]_o] \quad (10)$$

여기서 $[\bar{K}]_e$ 는 파이프의 탄성특성으로부터 나온 행렬이고, $[\bar{K}]_o$ 는 유체의 원심력과 압력, 그리고 파이프 초기 인장력에 의한 행렬이다. 한편 초기 인장력의 값은 계가 정적 평형을 이룰 때 그 값을 갖게 되며, 인장력에 의해서 발생한 길이 방향 변위들로부터 구해진다.

$$P_{xe} = \frac{EA_p}{L} (\delta_{1x} - \delta_{2x}) \quad (11)$$

평형상태의 변위와 힘들은 경계조건을 대입하고 굴곡된 부분에서의 합력을 정적 평형방정식에 대입함으로써 결정된다. Fig.2에서와 같이 파이프의 굴곡된 각을 α 이라고 한다면 유체흐름의 방향과 압력변화에 기인한 운동량 변화에 의한 R 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R = \sqrt{2(m_f c^2 + pA)^2 + 2(m_f c^2 + pA)^2 \cos \alpha} \quad (12)$$

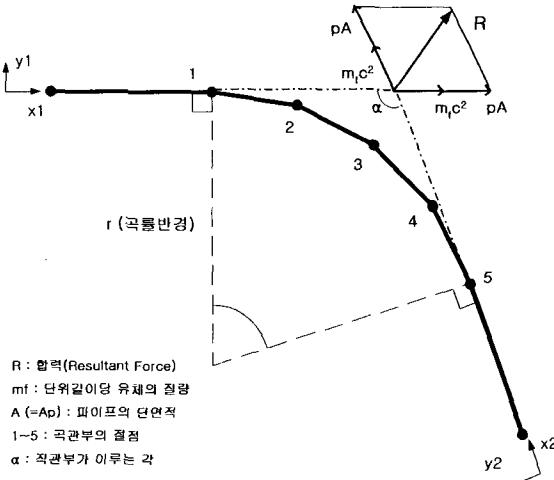


Fig. 2 Model of Pipe for Static Analysis

계산된 각각의 요소의 초기 인장력을 전체 계의 $[K]$ 에 대입하여 동적인 해석을 행한다.

$$[\bar{M}]\{\ddot{\delta}\}_d + [\bar{K}]\{\ddot{\delta}\}_d = \{\bar{P}\}_d \quad \dots \dots \dots (13)$$

계의 고유진동수는 식 (13)에서 보여지는 전체 좌표계의 중첩된 특성행렬 $([\bar{M}], [\bar{K}])$ 에 기하학적 경계조건을 적용하여 다음의 특성방정식 (characteristic equation)을 풀어내면 얻을 수 있다.

$$\det([\bar{K}] - \omega^2[\bar{M}]) = 0 \quad \dots \dots \dots (14)$$

3. 시뮬레이션 결과

3-1. 프로그램의 검증

본 논문에서의 프로그램을 검증하기 위하여 <Table 1>에 주어진 물성치를 사용하여 해석을 수행하였으며 상용 유한요소 해석 프로그램을 이용하여 오차를 비교하였다.

Table 1. Materials Properties of Pipe & Fluid

곡관의 곡률반경	0.4 m
직관의 길이	0.4 m
곡관을 이루는 요소의 수	4
직관을 이루는 요소의 수	$2 \times 2 = 4$
관의 외경	0.05 m
관의 내경	0.045 m
관의 밀도	8,900 kgf/m ³
유체의 밀도	1,000 kgf/m ³
관의 탄성계수(E)	1.24E11 N/m ³
프와송 비	0.34
유체의 내압	0 pa

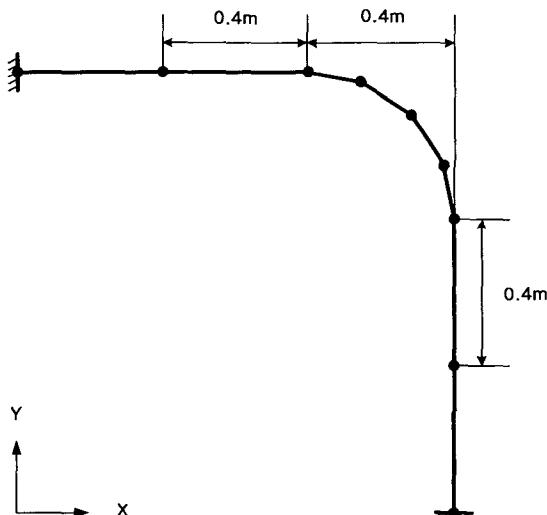


Fig.3 Model of Pipe System for Approval

검증에 사용한 모델은 <Fig. 3>과 같으며, 곡관부는 4개의 요소로 구성되어 있고 양 끝단은 완전히 구속되어져 있다. <Fig. 4>는 본 연구의 시뮬레이션 프로그램에 의한 결과와 상용 유한요소 해석 프로그램에 의한 시뮬레이션 결과의 오차를 비교한 그래프이다. 오차의 범위가 매우 작은 것을 알 수 있다.

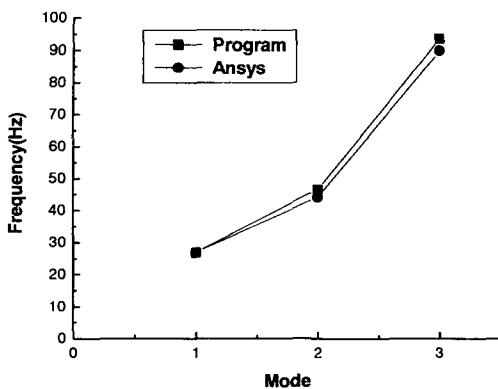


Fig. 4 Comparison with Two Programs

3-2. 결과 및 고찰

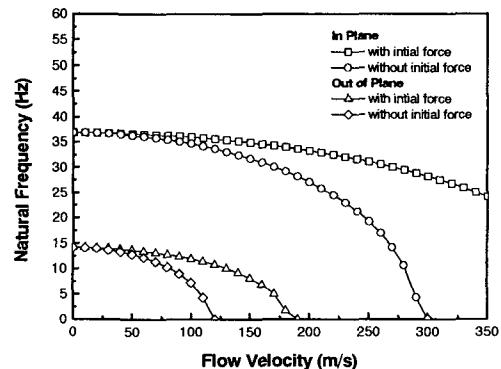
본 연구에서는 <Table. 2>에 나와 있는 물성치를 시뮬레이션에 사용하였다. 사용된 재료는 니켈강(Ni 2~3%)이다.

Table 2. Materials Properties of Pipe & Fluid

곡관의 곡률반경	0.8 m
직관의 길이	0.8 m
곡관을 이루는 요소의 수	4
직관을 이루는 요소의 수	$2 \times 2 = 4$
관의 외경	0.0605 m
관의 내경	0.0566 m
관의 밀도	7,840 kgf/m ³
유체의 밀도	1,000 kgf/m ³
관의 탄성계수(E)	205E9 N/m ³
프와 송 비	0.3
유체의 내압	50 pa

<Fig.5~Fig.9>은 파이프 계의 곡관부를 이루는 곡관의 각도를 30°, 90°, 150°, 170°, 179°로 변화시킬 때 외 평면과 내 평면의 고유진동수가 유속의 증가에 대하여 어떠한 변화를 가져오는지를 나타내는 그래프이다. 초기 인장력을 고려하지 않은 경우는 외 평면과 내 평면 모두에서 유속이 증가함에 따라서 고유진동수가 급격히 감

소하는 영역이 존재한다. 초기 인장력을 고려한 경우는 유속의 증가에 대해서 고유진동수가 감소하는 경향을 나타내긴 하지만 저감폭이 초기 인장력을 고려하지 않은 경우보다 작은 것을 알 수 있다. 특히, 곡관부의 각이 커질수록 그 저감폭은 점점 더 줄어드는 것을 알 수 있다. 정적상태(유속=0 m/s)일 때, 즉 파이프 계의 유속에 의한 영향을 배제하고 구조적인 형태만을 고려한 경우는 외 평면의 경우와 내 평면의 경우에 다른 경향을 나타내는 데 외 평면의 경우는 곡관의 각 변화에 대해서 고유진동수의 변화폭이 작지만 내 평면의 경우는 각이 증가함에 따라서 고유진동수가 증가하는 경향을 나타내다가 150° 부근을 정점으로 다시 감소하는 경향을 나타낸다. 특히, 170°와 179° 사이에서는 특이한 현상을 나타내는 데 작은 각 범위 내에서 고유진동수가 급격히 감소하며 각이 179° 일 때, 즉 직관의 형태와 흡사한 경우는 유속의 변화에 의한 합력이 거의 작용하지 않기 때문에 각 파이프 요소에 초기 인장력이 발생하지 않게 된다. 따라서 Blevin의 결과에서 증명되어진 것처럼 유체유동 직선 파이프의 거동을 나타내는 데 고유진동수의 급격한 저감현상이 나타난다. 또한 외 평면과 내 평면의 고유진동수가 초기 인장력에 상관없이 일치하는 현상을 나타낸다.

Fig.5 Natural Frequency for Fluid Velocity
(angle=30°)

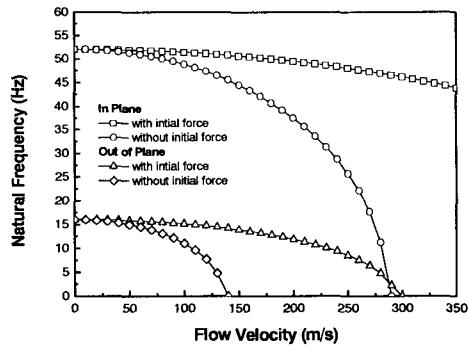


Fig.6 Natural Frequency for Fluid Velocity
(angle=90°)

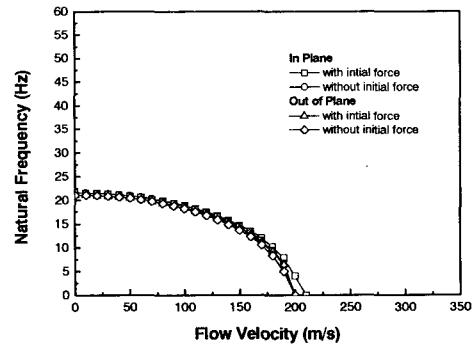


Fig.9 Natural Frequency for Fluid Velocity
(angle=179°)

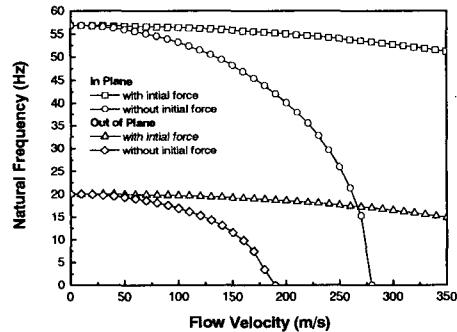


Fig.7 Natural Frequency for Fluid Velocity
(angle=150°)

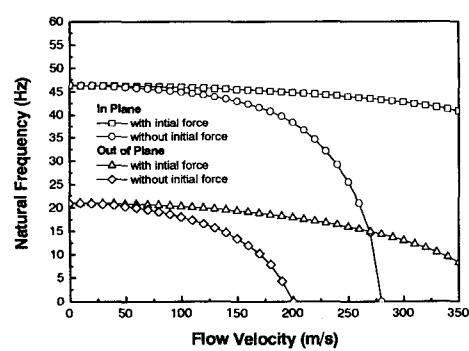


Fig.8 Natural Frequency for Fluid Velocity
(angle=170°)

<Fig.10>은 각각의 속도에 대해서 곡관의 각 변화에 대한 내 평면에서의 초기 인장력을 고려한 경우의 고유진동수의 변화를 나타낸 그래프이다. 그래프에 나타난 결과를 살펴보면 속도의 증가는 고유진동수를 조금씩 저감시키며 특히 각이 작은 경우 속도의 변화에 의한 저감폭이 큰 것을 볼 수 있고 170°와 179° 사이에서는 고유진동수의 변화가 급격하다는 것을 알 수 있다.

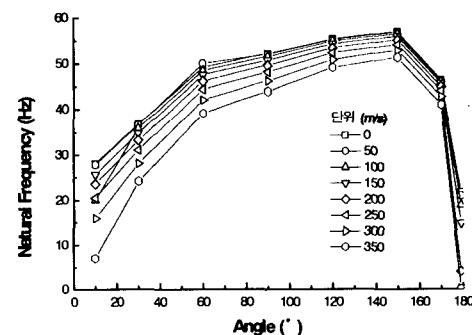


Fig.10 Natural Frequency for Changing Angle (In Plane)

<Fig.11~Fig.15>는 고유진동수의 급격한 변화를 보이는 170°와 179° 사이의 결과를 좀 더 자세하게 분석하기 위한 그래프이다. <Fig.11>은

내 평면에서의 초기인 장력을 고려한 경우의 그 래프인데 각이 커짐에 따라서 속도의 증가에 대해서 민감하다는 것을 알 수 있다.

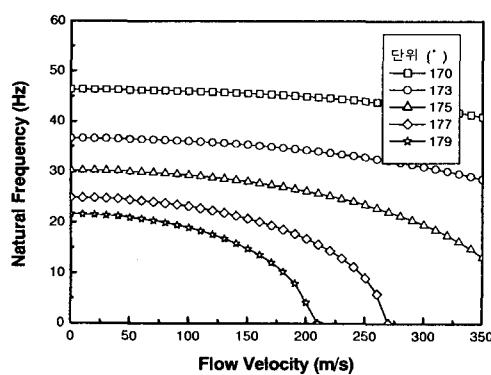


Fig.11 Natural Frequency for Fluid Velocity

<Fig.12>는 내 평면에서의 초기 인장력을 고려하지 않은 경우로 유속이 200 m/s이하에서는 초기 인장력을 고려한 경우와 비슷한 경향은 나타내다가 그 이상인 경우에 고유진동수가 급격히 저하됨을 알 수 있다.

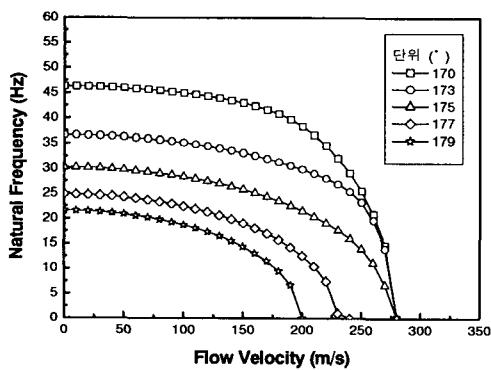


Fig.12 Natural Frequency for Fluid Velocity

<Fig.13>은 외 평면에서의 초기 인장력을 고려한 경우로 초기 고유진동수는 각에 따라 거의

일정하지만 각이 커질수록 유속의 증가에 대한 고유진동수의 저감폭이 커지는 것을 알 수 있다.

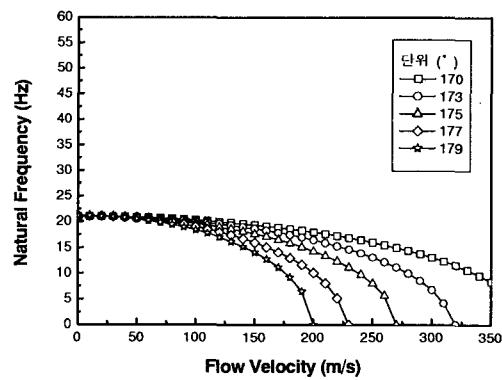


Fig.13 Natural Frequency for Flow Velocity

<Fig.14>는 외 평면에서의 초기 인장력을 고려하지 않은 경우로 모든 각에 대해서 거의 일치하는 모습을 나타낸다.

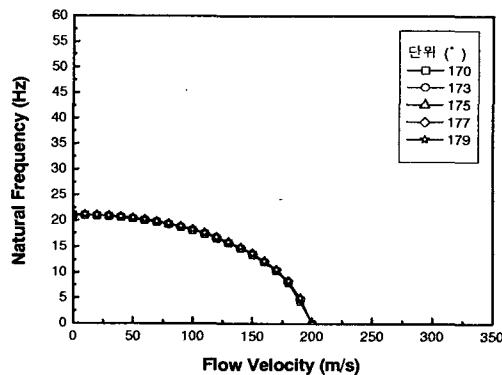


Fig.14 Natural Frequency for Fluid Velocity

<Fig.15>는 <Fig.7>의 후반부를 자세히 살펴보기 위한 것으로 각이 커질수록 속도의 증가에 대한 고유진동수의 저감폭이 커지는 경향을 나타낸다.

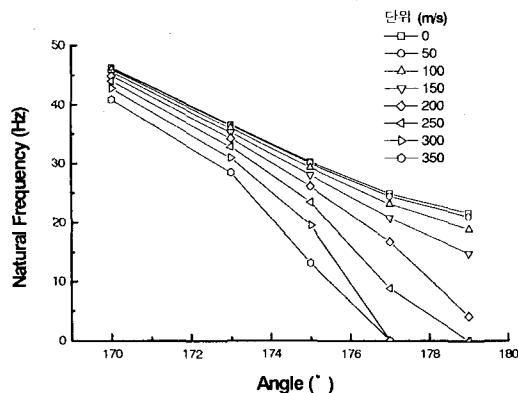


Fig.15 Natural Frequency for Changing Angle
(In Plane)

4. 결 론

본 연구에서는 내부유체가 유동하고 있는 파이프 계에서 유체 유동속도와 파이프의 굴곡부의 형상 변화에 의한 파이프 계의 고유진동수의 변화를 시뮬레이션에 의해서 고찰하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 파이프 계의 자유진동 해석에서 곡관부의 유속 변화에 의해서 발생하는 정적 평형상태에서의 파이프에 걸리는 초기 인장력을 운동방정식의 강성항에 포함시켜 엘보우 각도에 따라 고유진동수의 변화를 고찰하였으며, 각이커질수록 유속의 증가에 대한 고유진동수의 저감폭이 증가하였다.
- 2) 직선 파이프의 임계속도로 내부 유체가 유동 할 때, 곡관부의 엘보우 각도를 변화시키면 배관계는 강성이 증가하고 150° 부근을 정점으로 하여 다시 강성이 감소하는 현상을 보인다.
- 3) 곡관을 이루는 각의 변화는 외 평면의 고유진동수보다는 내 평면의 고유진동수에 커다란 영향을 주는데 특히 직관 형태의 구조에 흡사해 지면서 미소한 각의 변화에 의해서도 급격한 고유진동수의 변화를 가져온다. 이와 같

은 결과는 실제의 파이프 계에서 직관부에 대한 고유진동수를 미소한 각의 변화로 제어할 수 있는 가능성을 보여준 것으로 간단한 방법에 의하여 파이프 계의 진동을 제어할 수 있는 방법으로 고려될 수 있으리라 사료된다.

Reference

- 1) Housner, G.H., "Bending Vibration of a Pipe Line containing Flowing Fluid", Journal of Applied Mechanics, Vol. 19, 1952, pp. 205-209
- 2) Benjamin, T.B., "Dynamic Vibration of a Pipe Line containing Flowing Fluid", Journal of Applied Mechanics, Vol.19, 1952, pp. 205-209
- 3) Gregory, R.W., and M.P., Paidoussis, "Unstable Oscillation of Tubular Cantilevers conveying Fluid-I Theory, "Proc. of Roy. Soc.(London), Ser. A 293; 1996, pp.512-527
- 4) Gregory, R.W., and M.P., Paidoussis, "Unstable Oscillation of Tubular Cantilevers conveying Fluid-II Theory, "Proc. of Roy. Soc.(London), Ser. A 293, 1996, pp.528-542
- 5) Chen, S.S., "Out of Plane Vibration and Stability of Curved Tubes conveying Fluid", Journal of Applied Mechanics, Vol. 40, 1973,
- 6) Hill, J.L., and C.G. Davis, "Effect of Initial Forces on the Hydroelastic Vibration and Stability of Planar Curved Tubes", Journal of Applied Mechanics Vol. 41, 1974, pp. 355-359
- 7) Mote, C.D., "Nonconservative Stability by Finite Elements", Journal of the Engineering Mechanics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, 1971, pp. 645-656
- 8) Kohli, A.K., and B.C. Nakra, "Vibration Analysis of Straight and Curved Tubes Conveying Fluid by Means of Straight Beam Finite Element", Journal of Sound and Vibration, Vol. 93, 1984, pp. 307-311

- 9) 이동명, '전달행렬법을 이용한 파이프 계의 유체-유발 진동 및 동적거동에 관한 연구', 「석사학위논문」, 경희대학교, 1997.
- 10) 박현용, "내부 유체를 포함한 굴곡파이프의 지지점 변화에 따른 동적거동 해석에 관한 연구", 「석사학위논문」, 경희대학교, 1999.
- 11) 김재영, "유체의 속도와 압력을 고려한 파이프 계의 자유진동해석", 「석사학위논문」, 경희대학교, 1999.
- 12) Kellogg, M., *Design of Piping System*, Wiley, Co., 1956.

● 저자소개 ●



최명진

1984년 2월 경희대학교 기계공학과 학사
 1987년 8월 North Carolina State Univ. 기계공학 석사
 1992년 3월 North Carolina State Univ. 기계공학 박사
 1992년~1993년 한국 원자력 연구소 선임연구원
 1993년~현재 경희대학교 기계 산업 시스템 공학부 부교수
 관심 분야 : 기계공학 관련 현상에 대한 시뮬레이션



장승호

1986 : 한양대학교 공과대학 기계공학과 학사
 1988 : 한양대학교 대학원 정밀기계공학과 석사
 1991 : (日本)東京大學 공학부 기계공학과 박사
 1992 : (日本)東京大學 공학부 기계공학과 Post-Doc.
 1993 : 한국과학기술원(KAIST) 기계공학부 연구원
 1993~현재 경희대학교 기계산업시스템 공학부 부교수
 관심분야 : 섬유공정 시뮬레이션, 모델링, 메카트로닉스,
 CAD/CAM/CAE, Optimization