공학석사 학위논문

자동차 동력 조향 시스템 유압호스의 압력 맥동 감쇠 특성

2002년 8월

부경대학교 대학원

기계설계학과

김 종 우

공학석사 학위논문

자동차 동력 조향 시스템 유압호스의 압력 맥동 감쇠 특성

지도교수 이 일 영

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2002년 8월

부경대학교 대학원

기계설계학과

김 종 우

김종우의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 6월 28일

주 심	공학박사	백운경	(인)
위 원	공학박사	장지성	(인)
위 원	공학박사	이일영	(인)

목 차

Pressure Pulsation Attenuation Characteristics in Hydraulic Hose for Power Steering System of Automobiles

Jong-Woo Kim

Department of Mechanical Design,
Graduate School, Pukyong National University

Abstract

It is well known that all positive displacement pumps generate flow ripples which interact with the system to produce fluidborne pressure ripples. These pressure ripples, sometimes called fluidborne noise, lead to structure vibrations and make a significant contribution to the overall system noise. The same thing happens in automotive hydraulic power steering (HPS) systems. With the increasing concerns about automotive NVH(noise, vibration and harshness), it is worth and necessary to find a better way to reduce the noise in HPS systems.

To reduce fluidborne noise in these systems, a tuning cable and hose device, so-called "resonator hose", is usually used in high pressure lines of HPS systems. The device is basically a flexible metal cable(spiral tube) placed coaxially inside a section of hydraulic flexible hose to comprise a special quarter-wave-length side-branch resonator to cause the destructive interference of the pressure wave and subsequently the reduction of the pressure ripple amplitude. Several researchers have investigated the pulsation attenuation characteristics and effectiveness of the tuning cable and hose by theoretical analyses and experiments. However, the suggested models are not enough for full understanding and evaluation of pulsation attenuation in the tuning cable and hose devices.

Hence, this study suggests a simulation technique for analysing

resonator hoses based on a transfer matrix method in the frequency domain. As a mathematical model for the wall of the flexible hose, a visco-elastic model with three physical parameters was adapted. The physical parameters in the visco-elastic model were obtained through preliminary tests of frequency responses for flexible hoses. Also, physical parameters such as frictional loss coefficient and wave speed in the tuning cable were obtained by preliminary tests. Eventually, a transfer matrix model for the object resonator hoses was obtained by combining the results of the theoretical analyses and the preliminary tests. Basically, the simulation results were described with the form of transmission loss across the resonator hose. Then, size effects of the components such as tuning cables and hoses on the transmission loss were investigated systematically.

기호설명

A : 관로의 단면적 [m^2]

c : 관로내의 파동 전파속도 [m/s]

c_h : 고압 호스내의 파동 전파속도 [m/s]

c_h' : 맥동 주파수가 비교적 저주파 범위에서의 고압 호스내 음속 [m/s]

k^* : 복소 종탄성 계수

k : 점탄성 모델의 종탄성 계수

f : 맥동 주파수 [Hz]

J_0 : 제 1종 0차 Bessel 함수

J_1 : 제 1종 1차 Bessel 함수

K_e : 작동유의 등가 체적탄성계수 [N/m^2]

L : 레저네이터 호스의 길이 [m]

L_i : 나선형 금속관의 길이 [m]

l : 관로의 길이 [m]

p_1 : 관로 상류단의 압력 [N/m^2]

p_2 : 관로 하류단의 압력 [N/m^2]

$\hat{p}$: 점탄성 관로 내 압력의 미소 변화분

$\widehat{P_1}$: 주파수 영역의 p_1

$\widehat{P_2}$: 주파수 영역의 p_2

Q_1 : 관로 상류단의 유량 [m^3/s]

Q_2 : 관로 하류단의 유량 [m^3/s]

$\widehat{Q_1}$: 주파수 영역의 Q_1

$\widehat{Q_2}$: 주파수 영역의 Q_2

r : 관로 반지름 방향의 거리 [m]

$\hat{r}$: 관벽의 반경 방향으로의 미소 변위 [m]

R : 관로의 반지름 [m]

Re : **레이놀즈수**

s : **라플라스 연산자**

TL : **투과손실** [dB]

V : **유속** [m/s]

Z_c : **관로의 특성 임피던스** [Ns/m^5]

Z_{hc}: **점탄성 관로의 특성 임피던스** [Ns/m^5]

λ : **관로의 파동 전파 계수**

λ_f : **관마찰 계수**

λ_h: **점탄성 관로의 파동 전파 계수**

μ : **작동유의 점성 계수** [Ns/m^2]

ν : **작동유의 동점도** [m^2/s]

ρ : **작동유의 밀도** [kg/m^3]

제 1 장 서 론

현재 유압 시스템은 산업기계 구동용뿐만 아니라 승용차, 엘리베이터, 놀이기구와 같은 인간의 편의 시설에서의 활용 등 다양한 분야에 이용되고 있다.

유압 시스템은 유압 펌프와 각종 유압 기기들이 관로에 의하여 접속되며, 유압 펌프에서 발생하는 압력 맥동은 관로를 통하여 전파되면서 진동과 소음을 유발한다. 특히 산업기계 구동용보다 승용차와 같은 인간의 편의 시설에 사용되는 유압 시스템에서는 인간의 안락함을 저해하는 진동 및 소음이 문제시되고 있으며, 시스템 내의 압력 맥동 저감 문제는 주요한 기술적 과제이다.

현재 승용차에 사용되는 유압장치로는 유압식 동력 조향장치, ABS, 4륜조향장치, 유압식 능동 현가장치 등이 있다. 특히 동력 조향 시스템에서의 진동·소음 문제는 소음원인 유압펌프를 포함한 전 동력 조향 시스템 그리고 차량의 타이어, 차량 구조부의 특성까지지도 관련이 되는 매우 복잡한 문제이고, 운전자의 승차 안락감에 직결되는 진동 및 소음 저감화에 대한 요구가 엄격하므로, 완성차 업체는 물론 각 기기 메이커들도 각각 진동, 소음 저감을 위한 기술 개발을 서두르고 있다.

승용차용 동력 조향 시스템에는 펌프로부터의 압력 맥동을 저감할 목적으로 Klees[1)]가 처음 제안한 가요성 나선형 금속관(spiral tube 또는 tuning cable이라 불림)을 내장한 고압 호스가 사용되어 왔다. 이와 같은 나선형 금속관을 내장한 고압 호스는 그것의 맥동 감쇠 원리에 근거하여 레저네이터(resonator) 호스라고도 불린다.[5)] 레저네이터 호스의 압력 맥동 감쇠 특성에 대한 연구로서 Hastings와 Chen[2)]은 호스벽을 탄성으로 취급하여 레저네이터 호스의 수학적 모델을 제안하였고, Nagata[3)]와 Hattori 등[4)]은 호스의 종방향 강성은 강체로 가정한 반면, 호스 반경방향의 운동은 점탄성으로 가정함으로서 이론해석 방법을 진보시켰다. 하지만, 위 연구들의 이론적 모델의 정확도가 매우 낮은 주파수 대역에서만 검증되었다는 문제점이 있으며, 압력 맥동 감쇠를 목적으로 관로계에 레저네이터 호스를 사용하는 경우의 설계는 정확한 해석을 바탕으로 한 분석이 아닌 주로 기술자들의 경험과 감각에 의존하고 있는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 동력 조향 시스템 내에 장착되는 레저네이터 호스에서의 압력 맥동 전파 특성을 정확하게 해석해주는 기법을 개발하고자 한다. 이를 위하여 레저네이터 호스에서의 압력 맥동 전파 특성을 전달 매트릭스법으로 해석하는 기법을 제안한다.

레저네이터 호스의 전달 매트릭스를 구하기 위해 나선형 금속관 내의 유동을

탄성관 내의 비정상 층류, 이중관부의 분기관 내의 유동을 이중벽을 가진 근사 점탄성 관로 내의 비정상 층류, 외관 단체에서의 유동을 점탄성 관로 내의 비정상 층류로 취급하여 각각의 전달 매트릭스를 구하고, 이 전달 매트릭스들을 곱함으로써 레져네이터 호스의 전달 매트릭스를 구하였다. 그리고 전달 매트릭스에 반영할 레져네이터 호스의 물리 인자들을 기초실험을 통하여 계측하였다. 나선형 금속관에 가변 유량을 흘려 상류단 및 하류단의 압력을 측정하였고, 측정값을 레이놀즈수(Re)와 관마찰계수(λ_f)에 대하여 정리함으로써 나선형 금속관에서의 정상 점성마찰 압력손실을 구하였다. 나선형 금속관 내측과 외측에 차압을 주고 벽면을 통과하는 누설유량을 측정하였으며, 출구측 밸브를 닫은 상태에서 급격히 개방하여 나선형 금속관 입·출구측 압력이 급속히 강하되는 시간차를 측정함으로써 파동 전파속도를 계측하였다. 또한 고압호스에서의 압력 맥동 감쇠 특성 실험결과로부터 초기 파동 전파속도 및 각종 파라미터를 구하여 고압호스를 모델링하였다.

위와 같이 구현된 레져네이터 호스의 전달 매트릭스로부터 시뮬레이션 프로그램을 C언어로 작성하였으며, 이 프로그램을 사용하여 단일 레져네이터 호스 순방향 및 역방향인 경우에 대하여 압력 맥동 감쇠특성을 계산하였다.

맥동 흡수장치의 성능 평가에는 실제 장비에 장치한 성능으로 평가하는 이른바 삽입손실 특성을 이용하는 방법과 맥동 흡수장치 고유의 투과손실 특성을 이용하는 방법이 있는데, 본 연구에서는 투과손실 특성을 이용하여 분기관을 사용하는 관로계에서의 압력 맥동 감쇠 특성을 고찰하였고, 맥동 감쇠 요구 주파수가 주어지면 분기관의 길이를 결정하는 방법에 대하여 기술하였다. 또한, 단일 레져네이터 호스의 경우 나선형 금속관의 길이에 따른 투과손실을 고찰하였고, 2개의 레져네이터 호스를 3종류로 직렬 조합하는 경우에 있어서의 투과손실 변화를 검토하였다.

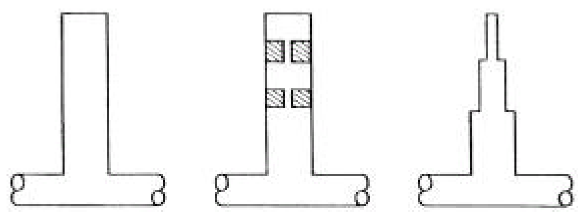
본 연구에서 확립된 전달 매트릭스 및 투과손실 개념을 이용한 압력 맥동 감쇠 특성 평가 기법을 사용함으로써 수치해석만으로 레져네이터 호스에서의 압력 맥동 저감 특성을 쉽게 확인할 수 있으므로, 자동차 메이커가 요구하는 진동 및 소음이 적은 승용차용 동력 조향 시스템 설계시 유용하게 활용될 것으로 기대된다.

제 2 장 이론해석

2.1 티 필터(Tee filter)에 의한 맥동 감쇠의 원리

Fig. 2.1 (a)에 나타낸 일반적인 분기관에서는 파동의 반사가 입구측을 제외하고는 폐쇄단에서만 발생하며, 그 반사율은 주파수에 따라 일정하기 때문에, 공진 모드는 1/4파장 모드 주파수의 기수배에서 발생한다.[6] Fig. 2.1 (b)에 나타낸 것과 같은 분기관은 폐쇄단의 도중에 복수의 오리피스를 삽입하여, 교축단에서도 파동의 반사를 일으키게 함과 동시에, 오리피스의 직경과 길이를 적절히 조정하여 공진주파수와 모드를 임의로 설정 가능하게 한다.[6] 2개의 오리피스를 삽입하고, 각 오리피스의 직경, 길이 및 3개의 부분으로 분할된 폐쇄관의 길이를 적절히 조절하는 것에 따라, 통상적인 분기관의 1차(1/4파장), 3차(3/4파장) 및 5차(5/4파장)에 상당하는 모드형을 Fig. 2.2에 나타낸 기본 주파수의 정수배로 되는 1차, 2차 및 3차의 공진 모드형으로 변환하는 것이 가능하다. 또한 Fig. 2.1 (c)에 나타낸 것과 같은 반경이 다른 복수의 관로를 직렬로 접속한 다단형 분기관에서도 가변모드 특성을 실현하는 것이 가능하다.

이 연구에서 대상으로 하는 레저네이터 호스는 Fig. 2.1 (a)에 나타낸 단순 분기관형 티 필터의 원리를 고압호스 관로에 응용한 것으로 볼 수 있다.



(a) (b) (c)

Fig. 2.1 Schematic diagrams of various side-branches

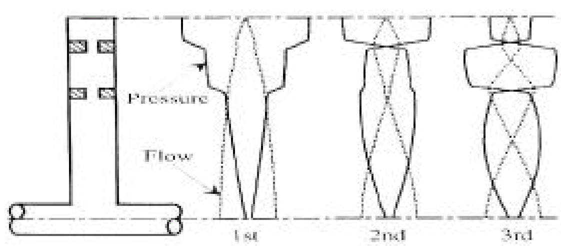


Fig. 2.2 Resonance mode of the side-branch shown in Fig. 2.1 (b)

2.2 레저네이터 호스의 기본 구조

본 연구에서 대상으로 하는 레저네이터 호스는 Fig. 2.3에 나타낸 것과 같이 금구부(金具部, 호스의 입ㆍ출구 부분)와 나선형 금속관 및 고압호스로 이루어진 이중관부, 그리고 고압호스로만 이루어진 외관단체부의 3부분으로 나누어진다. 레저네이터 호스의 이중관부는 Fig. 2.1 (a)에 나타낸 일반적인 분기관을 동축상으로 고압호스 내부에 삽입한 형상으로 적용한 것이다. 따라서, 압력 맥동 감쇠의 원리는 Fig. 2.1의 (a)와 동일하다.

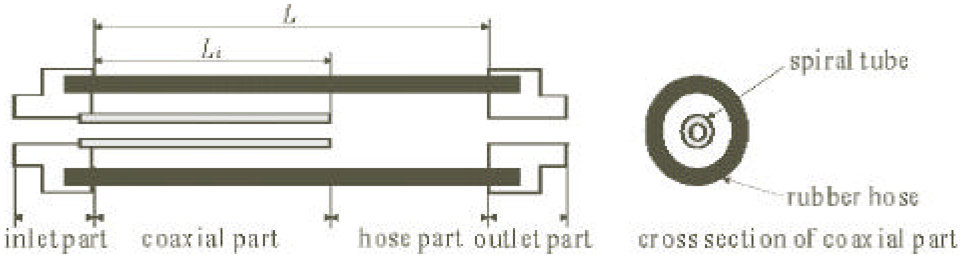


Fig. 2.3 Structure of resonator hose

Fig. 2.4는 Fig. 2.3에 표시된 레저네이터 호스의 등가 관로계를 표현한 것이다. 본 연구에서는 나선형 금속관 내의 유동을 탄성관 내의 비정상 층류, 이중관 즉, 분기관내의 유동을 이중벽을 가진 근사 점탄성 관로 내의 비정상 층류, 외관단체에서의 유동을 점탄성 관로 내의 비정상 층류로 취급한다. Fig. 2.3에 표시된 입ㆍ출구부 즉, 금구부는 Fig. 2.4에서는 생략하였으나, 이 부분의 유동도 탄성 관로내의 유동으로 취급한다.

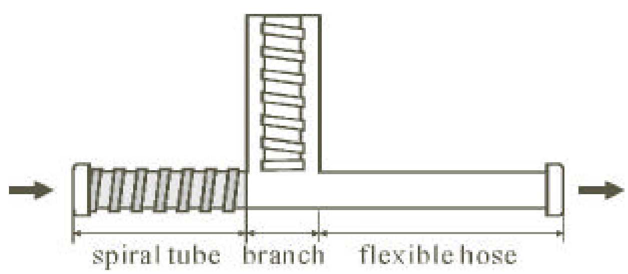


Fig. 2.4 Equivalent pipe model for the resonator hose shown in Fig. 2.3

2.3 금속관내 유동의 전달 매트릭스 표시

이 연구에서 취급하는 레저네이터 호스에서의 유동은 층류 유동이다. 층류 유동인 경우, Fig. 2.5과 같은 단일 탄성관의 단면 Ⅰ과 단면 Ⅱ에서의 압력 및 유량 사이의 관계는 식 (2.1)과 같이 전달 매트릭스(transfer matrix)를 사용하여 표시할 수 있다[7].

$$\begin{bmatrix} \hat{P}_1 \\ \hat{Q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\lambda l) & Z_c \sinh(\lambda l) \\ 1/Z_c \ \sinh(\lambda l) & \cosh(\lambda l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{P}_2 \\ \hat{Q}_2 \end{bmatrix} \tag{2.1}$$

$$\lambda = \frac{s}{c}\left[1 - \frac{2J_1(s_1 R)}{(s_1 R)J_0(s_1 R)}\right]^{-1/2} \tag{2.2}$$

$$Z_c = \frac{\rho c}{A}\left[1 - \frac{2J_1(s_1 R)}{(s_1 R)J_0(s_1 R)}\right]^{-1/2} \tag{2.3}$$

식 (2.1), (2.2), (2.3)에서 $\hat{P}_1$과 $\hat{Q}_1$은 단일 탄성관 입구부에서의 압력 및 유량, $\hat{P}_2$와 $\hat{Q}_2$는 출구부에서의 압력 및 유량, l은 관로의 길이, c는 관로내 파동 전파속도, ρ는 유체의 밀도, R과 A는 관로의 반경 및 단면적, s는 라플라스 연산자, $s_1 = j\sqrt{s/\nu}$, J_0와 J_1은 각각 0차 및 1차의 제 1종 Bessel 함수이고, ^표시는 해당 변수가 라플라스 영역의 변수임을 나타낸다. 또 λ는 관로의 전파계수이고, Z_c는 관로의 특성 임피던스이다.

식 (2.2), (2.3)을 직접 사용한 계산은 매우 복잡하므로, 여기서는 식 (2.4)와 같은 λ에 대한 Brown의 근사식[10]을 사용한다.

$$\lambda \approx \frac{s}{c}\left[1 + \left(\frac{\nu}{R^2 s}\right)^{0.5} + \left(\frac{\nu}{R^2 s}\right) + \frac{7}{8}\left(\frac{\nu}{R^2 s}\right)^{2.5}\right] \tag{2.4}$$

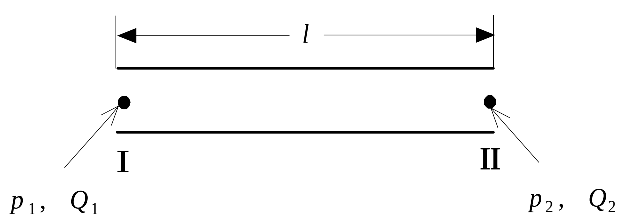


Fig. 2.5 Single elastic pipe model

본 연구에서 대상으로 하는 레저네이터 호스내에 삽입되는 나선형 금속관은 관 내부의 표면에 두드러진 요철이 존재한다. 따라서 나선형 금속관내에서의 유동은 통상의 매끄러운 원관에서의 유동과는 유체역학적 특성이 상이할 것으로 예상되며, 3.1절에서의 실험결과로부터 나선형 금속관에서의 압력손실이 매끄러운 금속관에서의 손실 값보다 큰 것을 알 수 있었다. Fig. 2.6은 나선형 금속관에서의 관마찰 계수 측정 실험결과를 나타낸다. 따라서 나선형 금속관에서의 전달 매트릭스 식은 매끄러운 금속관인 경우의 전달 매트릭스 식을 수정하여 적용할 필요가 있다. 관마찰 계수의 측정치를 전달 매트릭스 식에 반영하기 위하여 레이놀즈수가 700 2000인 영역의 실험치에 근사하는 새로운 직선을 그으면 Fig. 2.6에서 점선으로 표시되는 직선이 얻어진다. 이 새로운 직선의 방정식은 $\lambda_f \fallingdotseq 100/Re$로 표시된다. 즉, 나선형 관로내에서의 압력 손실은 동일한 레이놀즈수에서 표면이 매끄러운 층류 유동에서의 압력 손실의 1.56배에 달하게 된다. 따라서, 나선형 금속관 내에서의 λ에 대한 표시 식으로는 식 (2.4)를 대신하여 다음과 같이 수정된 식을 사용하기로 한다. 여기서 α는 보정계수이며, $\alpha \fallingdotseq 1.56$으로 구해진다.

$$\lambda \approx \frac{s}{c}\left[1 + \left(\frac{\alpha\nu}{R^2 s}\right)^{0.5} + \left(\frac{\alpha\nu}{R^2 s}\right) + \frac{7}{8}\left(\frac{\alpha\nu}{R^2 s}\right)^{2.5}\right] \tag{2.5}$$

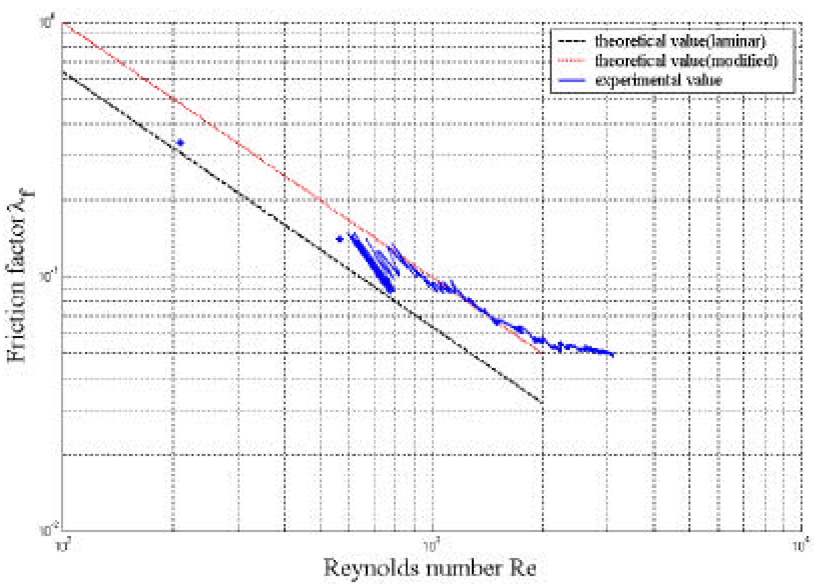
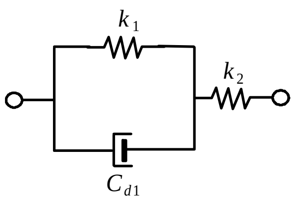
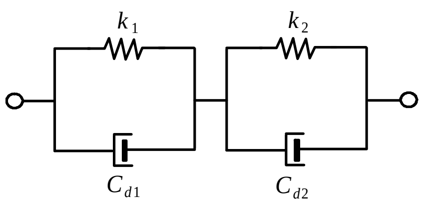
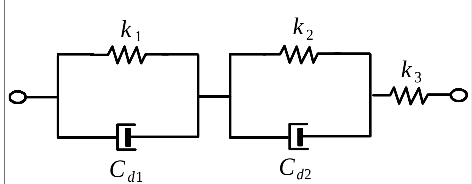


Fig. 2.6 Pressure loss factor of the spiral tube

2.4 단일 고압호스내 유동의 전달 매트릭스 표시

외관단체부는 고압호스로만 이루어진 부분이며, 유압용 고압 호스의 관로 벽은 탄성 뿐만 아니라 점성을 갖는 물질로 알려져 있다. 이러한 고압 호스의 반경방향 변형에 관한 동특성을 기술하는 점탄성 모델을 Table 2.1에 나타낸다.[7)]

Table 2.1 Wall model of flexible hose

model	dynamic elasticity modulus
 (a) 3 parameters solid	$k^*(j\omega) = \dfrac{k(1 + j\omega T_1)}{1 + j\omega T_2}$
 (b) 4 parameters solid	$k^*(j\omega) = \dfrac{k(1 + j\omega T_1)(1 + j\omega T_2)}{1 + j\omega T_3}$
 (c) 5 parameters solid	$k^*(j\omega) = \dfrac{k(1 + j\omega T_1)(1 + j\omega T_2)}{1 + j\omega T_3 - \omega^2 T_4^2}$

본 연구에서는, 위의 Table 2.1에 나타낸 3가지 모델 중에서 실험적으로 인자검정이 비교적 용이한 3 요소 모델(Voigt 모델)을 사용하기로 한다.

Fig. 2.7은 작동유의 압축성까지를 고려한 3요소 모델을 나타낸 것이다. Fig. 2.7의 3 요소 모델에서 점탄성 관로내 압력의 미소 변화분 $\hat{p}$와 관벽의 반경방향 미소 변위 $\hat{r}$사이의 관계는 다음 식으로 표시된다.

$$\hat{p}(s) = k^{*}\hat{r}(s) = \frac{k(T_1 s + 1)}{T_2 s + 1}\hat{r}(s) \tag{2.6}$$

여기서 $T_1 = \dfrac{C_d}{k_2}$, $T_2 = \dfrac{C_d}{k_2 + \dfrac{k_1 k_h}{k_1 + k_h}}$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_h}$$

한편, Fig. 2.7로 표시된 유압 관로에서 유압 작동유의 등가 체적탄성계수 K_e는 다음과 같이 표시된다.

$$K_e = \frac{p}{\Delta V/V} = \frac{p}{(\pi(R+r)^2 - R^2)/\pi R^2} \fallingdotseq \frac{pR}{2r} \tag{2.7}$$

식 (2.6) 및 (2.7)로부터

$$K_e = \frac{k^{*}R}{2} \tag{2.8}$$

점탄성 관로내에서의 파동 전파속도 c_h는

$$c_h = \sqrt{\frac{K_e}{\rho}} \tag{2.9}$$

따라서, c_h는 다음과 같이 구해진다.

$$c_h = c_h' \sqrt{\frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}} \tag{2.10}$$

$$c_h' = \sqrt{\frac{Rk}{2\rho}} \quad \left(\omega \ll \frac{1}{T_1}, \frac{1}{T_2} \text{ 인 주파수에서의 } c_h\right)$$

여기서 T_1, T_2는 식 (2.6)에 정의되어 있다.

식 (2.10)의 c_h' 는 $s(=j\omega)$가 영(zero) 부근일 때의 점탄성 관로내 파동 전파 속도를 의미한다. 본 연구에서는 T_1, T_2및 c_h'를 단일 고압호스에서의 압력 맥동 전파특성 계측 실험으로부터 구하였고, 그 방법은 3.2절에서 자세히 설명하였다.

식 (2.13)의 λ_h에 관한 식은 앞의 식 (2.2) 및 (2.3)의 경우와 마찬가지로 Bessel 함수를 포함하고 있어 실용상 사용이 곤란하므로 아래의 Brown 근사식[10])을 사용하기로 한다.

$$\lambda_h \approx \frac{s}{c_h}\left[1 + \left(\frac{\nu}{R^2 s}\right)^{0.5} + \left(\frac{\nu}{R^2 s}\right) + \frac{7}{8}\left(\frac{\nu}{R^2 s}\right)^{2.5}\right] \qquad (2.11)$$

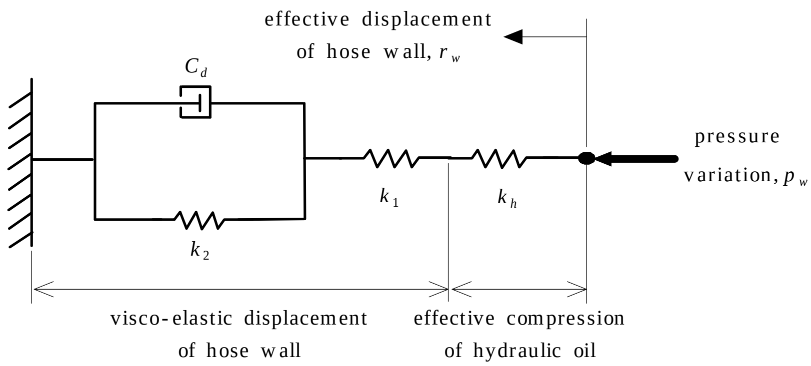


Fig. 2.7 Visco-elastic pipe model with 3 physical parameters
(oil compressibility considered)

위의 식 (2.11)**로 표시된 새로운 파동 전파계수** λ_h**를 사용함으로써**, **단일 고압호스에서의 압력과 유량 사이의 전달 매트릭스식은 다음과 같이 표시할 수 있다**.

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_1 \\ \widehat{Q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\lambda_h l) & Z_{hc}\sinh(\lambda_h l) \\ (1/Z_{hc})\sinh(\lambda_h l) & \cosh(\lambda_h l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_2 \\ \widehat{Q}_2 \end{bmatrix} \qquad (2.12)$$

여기서 λ_h**와** Z_{hc}**는 아래와 같다**.

$$\lambda_h = \frac{s}{c_h}\left[1 - \frac{2J_1(s_1R)}{(s_1R)J_0(s_1R)}\right]^{-1/2} \qquad (2.13)$$

$$Z_{hc} = \frac{\rho c_h}{A}\left[1 - \frac{2J_1(s_1R)}{(s_1R)J_0(s_1R)}\right]^{-1/2} \qquad (2.14)$$

2.5 관로 분기부를 통과하는 유동의 전달 매트릭스 표시

Fig. 2.8과 같은 관로 분기부에서는 압력이 동일하며, 유량의 연속 조건으로부터

$$\begin{aligned}\widehat{Q_0} &= \widehat{Q_1} + \widehat{Q_2} + \cdots + \widehat{Q_n} \\ &= \sum_{i=1}^{n} \widehat{Q_i}\end{aligned} \tag{2.15}$$

이 되고, 식 (2.15)의 양변을 $\widehat{P}$ 로 나누면

$$\frac{\widehat{Q_0}}{\widehat{P}} = \frac{\widehat{Q_1}}{\widehat{P}} + \frac{\widehat{Q_2}}{\widehat{P}} + \cdots + \frac{\widehat{Q_n}}{\widehat{P}}$$

즉,

$$\begin{aligned}\frac{1}{Z_0} &= \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} + \cdots + \frac{1}{Z_n} \\ &= \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{Z_i}\end{aligned} \tag{2.16}$$

이 되어, 식 (2.15)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\widehat{Q_0} = \widehat{Q_k} + \widehat{P} \sum_{\substack{i=1 \\ (i \neq k)}}^{n} \frac{1}{Z_i} \tag{2.17}$$

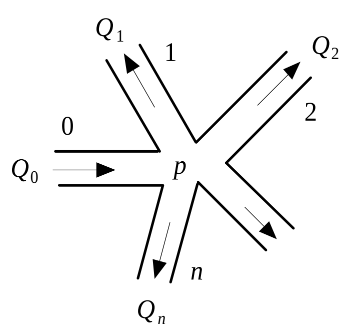


Fig. 2.8 Pipe branches

여기서, $\widehat{Q_k}$ 는 k 번째 분기 관로로의 유량이다. 그러므로 입구측과 제 k 번째 분기 관로 입구부사이의 관계를 나타내는 식은 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_0 \\ \\ \widehat{Q}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \\ \sum_{\substack{i=1 \\ (i \neq k)}}^{n} \left(\frac{1}{Z_i} \right) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_k \\ \\ \widehat{Q}_k \end{bmatrix} \tag{2.18}$$

여기서 Z_i**는** i **번째 분기 관로 입구부에서의 유체 임피던스를 나타내며,** Z_i**를 구하는 방법을 설명하면 아래와 같다.**

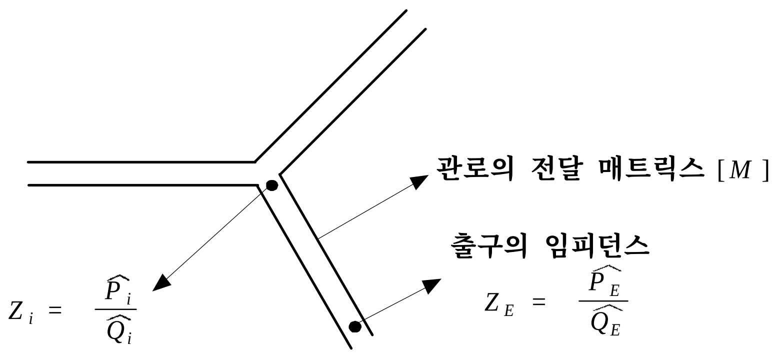


Fig. 2.9 Z_i and Z_E in ith branch on pipe branches

Fig. 2.9**에서** $\widehat{P}_i$, $\widehat{Q}_i$**와** $\widehat{P}_E$, $\widehat{Q}_E$ **사이의 관계는 아래와 같다.**

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_i \\ \\ \widehat{Q}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_E \\ \\ \widehat{Q}_E \end{bmatrix} \tag{2.19}$$

식 (2.19)**로부터 다음의 관계식이 얻어지며,**

$$\widehat{P}_i = M_{11} \widehat{P}_E + M_{12} \widehat{Q}_E , \quad \widehat{Q}_i = M_{21} \widehat{P}_E + M_{22} \widehat{Q}_E$$

이들 관계식으로부터 Z_i**는 다음과 같이 구해진다.**

$$Z_i = \frac{\widehat{P}_i}{\widehat{Q}_i} = \frac{M_{11} \cdot \frac{\widehat{P}_E}{\widehat{Q}_E} + M_{12}}{M_{21} \cdot \frac{\widehat{P}_E}{\widehat{Q}_E} + M_{22}} \tag{2.20}$$

여기서, $\frac{\widehat{P}_E}{\widehat{Q}_E}$ **는** i **번째 분기 관로 출구부에서의 유체 임피던스** Z_E**를 나타낸다.**

2.6 레저네이터 호스의 압력 맥동 해석법

2.3 2.5절에서 나선형 금속관, 고압호스 및 관로의 분기부를 통과하는 유동의 전달 매트릭스 식들을 각각 구하였다. 레저네이터 호스는 Fig. 2.4에 나타낸 개념도와 같이 나선형 금속관, 관로의 분기부 및 고압호스가 순차적으로 연결된 형태를 가지므로, 각각의 전달 매트릭스를 곱하면 전체 레저네이터 호스의 전달 매트릭스를 구할 수 있다. Fig. 2.10은 두 개의 레저네이터 호스를 직렬로 연결한 것을 나타내며 Fig. 2.11은 Fig. 2.10의 등가 관로계를 나타낸 것이다.

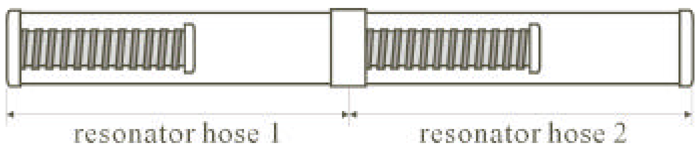


Fig. 2.10 Series connection of resonator hoses

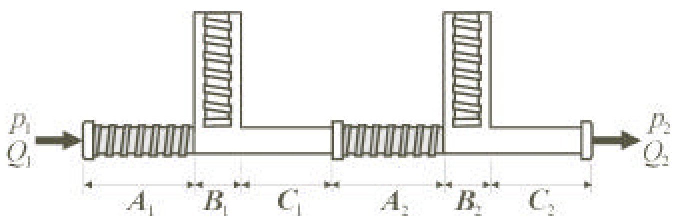


Fig. 2.11 Equivalent pipe model of Fig. 2.10

Fig. 2.10 및 11과 같이 두 개의 레저네이터 호스를 직렬로 연결한 경우에 있어서, 입 · 출구단에서의 압력 및 유량 사이의 관계는 식(2.21)과 같이 전달 매트릭스 $\boldsymbol{T}$를 사용하여 표시할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \widehat{P}_1 \\ \widehat{Q}_1 \end{bmatrix} = \boldsymbol{T} \begin{bmatrix} \widehat{P}_2 \\ \widehat{Q}_2 \end{bmatrix} \tag{2.21}$$

$$\boldsymbol{T} = \boldsymbol{A}_1 \boldsymbol{B}_1 \boldsymbol{C}_1 \boldsymbol{A}_2 \boldsymbol{B}_2 \boldsymbol{C}_2 \tag{2.22}$$

여기서 $\boldsymbol{A}_1$ 및 $\boldsymbol{A}_2$는 나선형 금속관내 유동의 전달 매트릭스, $\boldsymbol{B}_1$ 및 $\boldsymbol{B}_2$는 관로의 분기부를 통과하는 유동의 전달 매트릭스, $\boldsymbol{C}_1$ 및 $\boldsymbol{C}_2$는 고압호스 내 유동의 전달 매트릭스를 각각 나타낸다.

제 3 장 레저네이터 호스의 주요 물리인자 계측

3.1 레저네이터 호스의 주요 물리인자

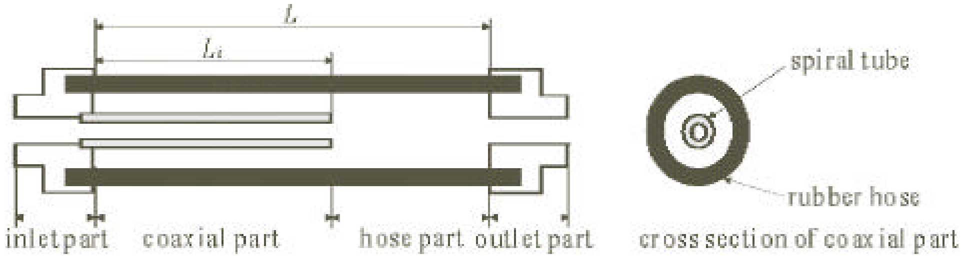


Fig. 3.1 Structure of resonator hose

레저네이터 호스는 Fig. 3.1에 나타낸 것과 같이 3부분으로 구성되며, 특히 압력 맥동 감쇠가 일어나는 곳은 이중관부와 외관단체부이다. 그러므로 레저네이터 호스를 정확히 전달 매트릭스로 모델링하기 위해서는 나선형 금속관과 고압호스의 물리적 특성이 전달 매트릭스에 반영되어야만 한다.

나선형 금속관의 주요 물리인자는 관마찰 계수, 벽면을 통한 누설, 파동 전파속도이며, 고압호스의 주요 물리인자들로는 식 (2.10)에 표시된 c_h', T_1 및 T_2이다. 이러한 물리인자들의 계측법 및 계측 결과들을 3.2절 및 3.3절에서 상세히 설명하기로 한다.

3.2 나선형 금속관에서의 유동 특성

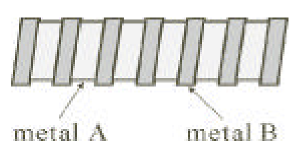


Fig. 3.2 Structure of spiral tube

레저네이터 호스의 나선형 금속관은, 가요성을 가지게 하기 위해서, Fig. 3.2에 나타낸 것과 같이 2종류의 금속을 나선형상으로 감은 구조로 되어 있다. 이러한 나선형 금속관은 통상의 내면이 매끄러운 금속제 원관과는 몇가지 물리적 특성치에 있어서 상이한 값을 가질 것으로 예상된다. 이 절에서는 나선형 금속

관에서의 정상상태 마찰 압력 손실, 관로 벽을 통한 누설, 관로내 파동 전파속도를 계측하기로 한다.

3.2.1 정상상태 마찰 압력손실 특성 실험

실험장치의 사진과 장치의 구성을 Fig. 3.3 및 3.4에 각각 나타내었다. 실험에서 사용한 유압펌프는 최대 행정용적 15 ㎤인 가변용량형 피스톤식 펌프이며, 나선형 금속관은 내경 4.2 mm, 길이 10 m이고, 실험시 유온은 55±1℃였다. 압력 계측에는 스트레인 게이지식 압력변환기를, 유량 계측에는 터빈 미터(turbine meter)식 유량계를 사용하였으며, 계측된 신호는 신호변환기(스트레인 증폭기 및 F/V 컨버터), A/D 변환기를 거쳐서 PC에 저장하였다. 실험에서는 출구측 밸브를 조절함으로써 나선형 금속관을 통하는 유량을 변화시키면서 상류단 및 하류단의 압력 데이터, 하류단에서의 유량 데이터를 연속적으로 PC에 저장하였다.

Fig. 3.3 Photo of test system for measuring steady state pressure loss in a spiral tube

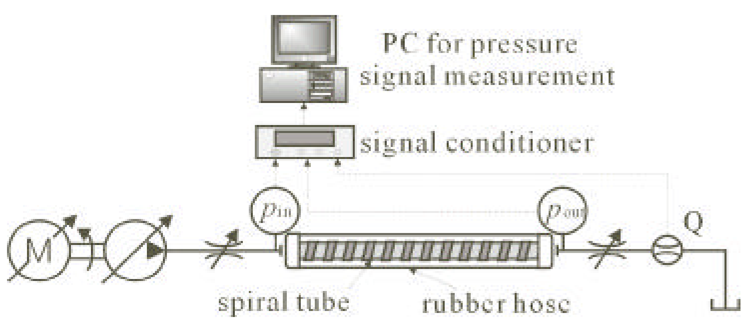


Fig. 3.4 Configuration of test system for measuring steady state pressure loss in a spiral tube

관로내에서의 정상상태 마찰 압력 손실을 표시하는 식 (3.1)로부터 관마찰 손실 계수 λ_f를 구하면 식 (3.2)로 된다.

$$\Delta p = \lambda_f \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \gamma \tag{3.1}$$

$$\lambda_f = \frac{d}{l} \frac{2}{\rho} \frac{\Delta p}{V^2} \tag{3.2}$$

(관로 내면이 매끈한 경우, $Re < 2000$이면 $\lambda_f = \frac{64}{Re}$)

여기서, $Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{Qd}{A\nu}$, V는 유속, d는 나선형 금속관의 내경, ν는 유체의 동점도를 나타낸다.

Fig. 3.5는 실험에서 계측된 데이터의 예이다. Fig. 3.5의 계측 데이터를 식 (3.2)에 적용하여 구한 $Re \sim \lambda_f$사이의 관계를 Fig. 3.6에 나타내었다. Fig. 3.6으로부터, 나선형 금속관에서의 관마찰 손실 계수 λ_f는 관로 내면이 매끈한 금속관에서의 λ_f에 비하여 상대적으로 큰 값이 됨을 알 수 있다.

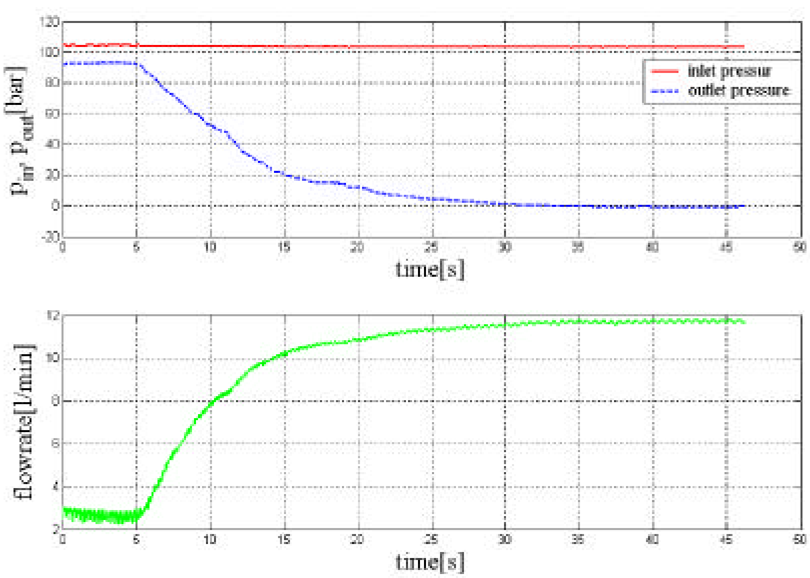


Fig. 3.5 Experimental values of p_1, p_2 and Q

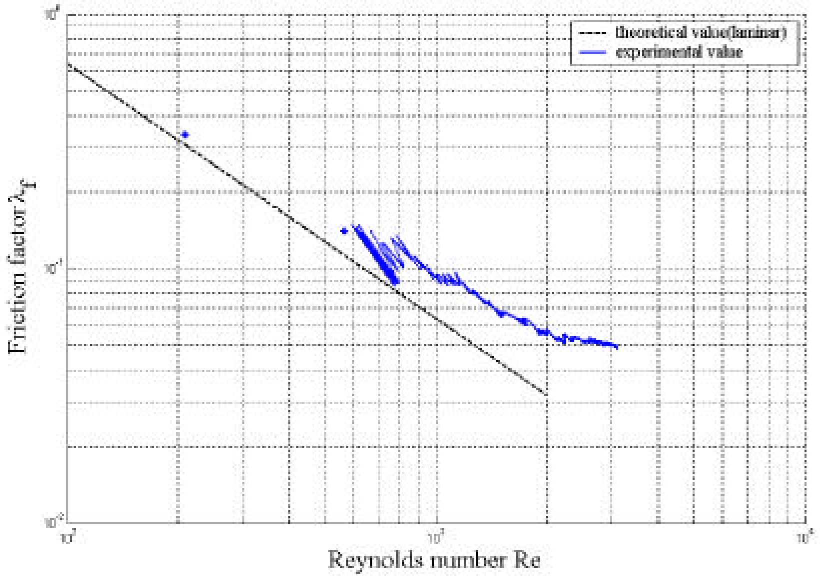


Fig. 3.6 Relation between λ_f and Re obtained from a test with the spiral tube

3.2.2 누설 특성 실험

실험장치의 사진과 장치의 구성을 Fig. 3.7 및 3.8에 각각 나타내었다. 나선형 금속관의 내경은 4.2 mm, 길이는 2 m이며, 관로벽을 통한 누설 유량 측정이 가능하도록 하기 위하여 관로 출구는 밀폐시켰다. Fig. 3.8은 관로 내측으로부터 외측으로의 누설 유량 계측을 위한 장치를 나타낸 것이며, 압력은 브루동관식 압력계의 지시 눈금을 직독함으로써, 유량은 소정의 시간동안 누적 유량을 매스실린더로 받음으로써 계측하였다. 관로 외측에서 관로 내측으로의 누설은 Fig. 3.8에 나타낸 장치에서 호스의 입·출구부를 서로 바꾸어서 연결함으로써 측정이 가능하다.

Fig. 3.7 Photo of test system for measuring leakage flow across the tube wall in the spiral tube

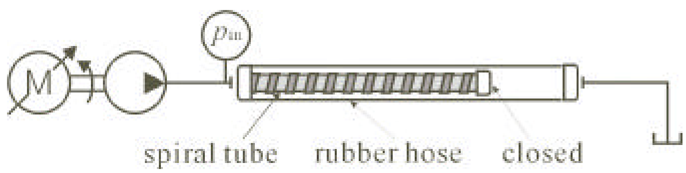


Fig. 3.8 Configuration of test system for measuring leakage flow across the tube wall in the spiral tube

관로 내부로부터 외부로의 누설 측정 결과를 Fig. 3.9에 나타내었다. Fig. 3.9로부터 압력차가 1 MPa보다 작은 경우는 누설이 작지만, 압력차가 그 이상으로 증가할 경우는 지수함수적으로 누설이 증가함을 알 수 있다. 그리고 승압시와 감압시에 히스테리시스가 존재함을 알 수 있다. 한편, 관로 외측으로부터 내측으로의 누설은 압력차 0 2.5 MPa일 때 거의 0임을 확인할 수 있었다.

이상의 누설 유량 실험 결과로부터, **실제** HPS **유압 관로계에서 사용되는 레저네이터 호스내 나선형 금속관에서는 관로벽을 통한 누설 유량을 무시할 수 있을 것으로 판단된다**. **그 이유는 레저네이터 호스내에서의 압력 맥동은 일반적으로** 0.2 MPa**이하로 제어되기 때문이다**.

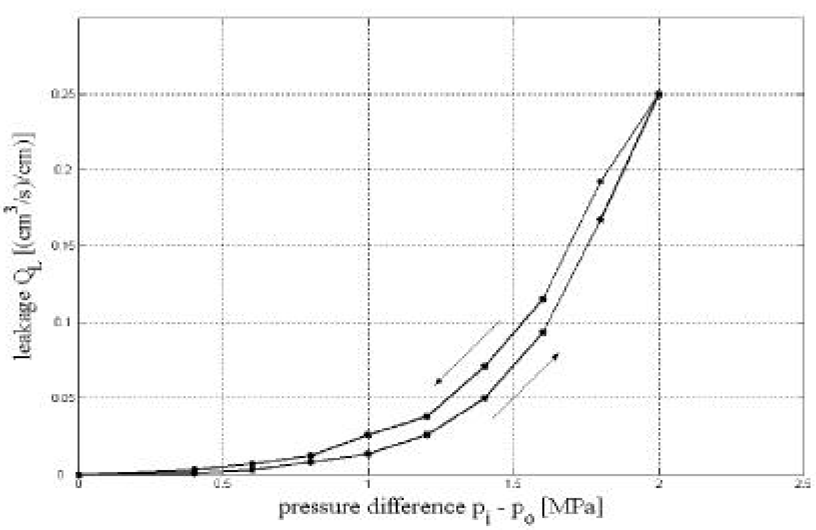


Fig. 3.9 Leakage flowrate through the spiral tube wall (from inside to outside)

3.2.3 파동 전파속도 계측

실험장치로는 정상상태 마찰 압력손실 특성 실험에 사용한 장비를 그대로 사용하였다. Fig. 3.4의 장치에서 출구측 밸브는 닫아두고, 펌프를 정상적으로 운전하는 상태에서 출구 밸브를 급격히 개방하면 관로 출구부에서 발생한 압력파는 관로속을 통과하여 상류측 끝으로 전파한다. 이 때의 압력 계측 결과의 예를 Fig. 3.10에 나타내었다. 그림에서 전압 1 V는 압력 5 MPa에 상응한다. 그림에 기록된 압력파로부터, 관로 하류단을 출발한 파동이 상류단에 도달하는데 걸린 시간은 약 0.0095 s로 계측되었다. 따라서, 나선형 금속관의 길이가 10 m임을 고려하면 나선형 금속관내에서의 파동전파 속도는 1052.6 m/s임을 알 수 있다.

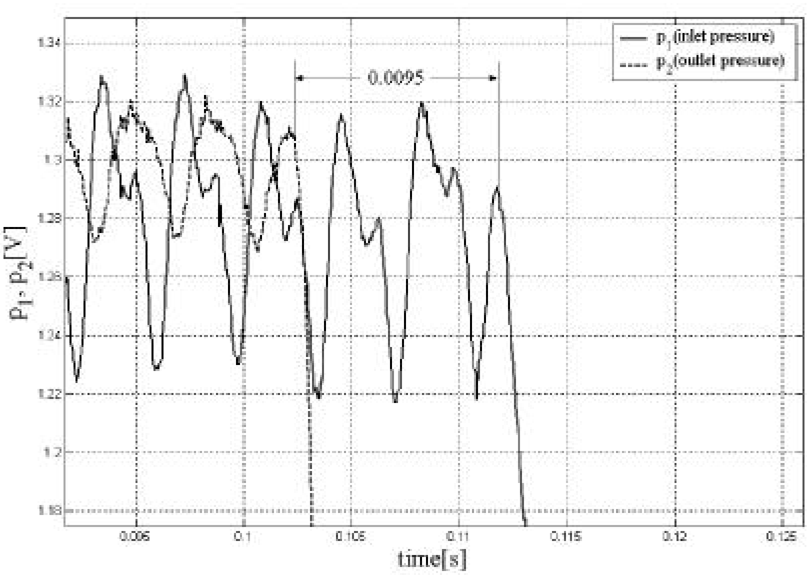


Fig. 3.10 Pressure records for wave speed measurement in the spiral tube [1 V corresponds to 5 MPa]

3.3 단일 고압호스에서의 파동 전파 특성 계측

고압호스의 특성 파라미터를 실험으로부터 구하는 방법은 다음과 같다. 식 (2.6)을 사용하여 유압 관로의 동특성을 모델링할 때 고압호스 내에서의 음속 c_h는 상수가 아니라 주파수 변화에 따라 달라지며 음속 c_h는 식 (2.10)으로 표시됨을 알았다. 본 연구에서는 식 (2.10)에 있어서 $c_h(s)$에 관한 파라미터 T_1, T_2와 c_h'를 실험으로부터 구함으로써 $c_h(s)$를 표시하고자 한다.

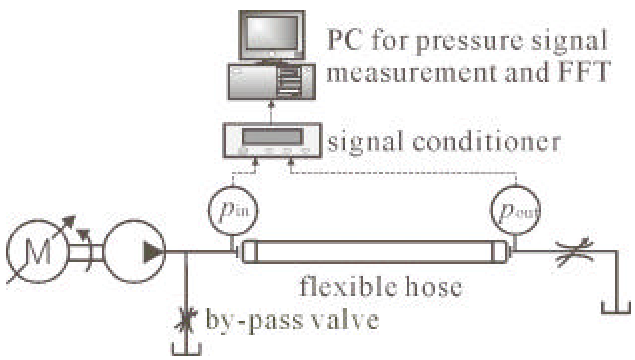


Fig. 3.11 Configuration of test system for measuring pressure propagation characteristics in a flexible hose

실험장치의 구성을 Fig. 3.11에 나타내었다. 실험에서는 다른 부가적인 압력 맥동 발생장치 없이 피스톤 펌프로부터 발생하는 압력 맥동을 그대로 이용하며, 바이패스 밸브를 조절함으로써 호스내의 평균압력을 조절한다. 고압호스를 통과하는 압력 맥동 전파 특성의 계측은 출구 밸브를 폐쇄한 상태에서 수행한다. 이 경우 관로 양단의 압력 변동비는 식 (2.12)로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\widehat{P}_2}{\widehat{P}_1} = \frac{1}{\cosh(\lambda_h l)} \tag{3.3}$$

식(2.10)으로부터 다음 관계가 성립한다.

$$\left(\frac{c_h}{c_h'}\right)^2 = \left(\frac{f}{f_1}\right)^2 = \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \tag{3.4}$$

따라서 고주파 영역($\omega \gg 1$)에서는 $(f_2/f_1)^2 = T_1/T_2$의 관계가 성립하

므로 먼저 T_1/T_2의 비를 구할 수 있고, 뒤에 나오는 Fig. 3.18 및 19를 2회 절선(折線)으로 표시하면 변곡점에서의 주파수 값이 $1/T_1$, $1/T_2$이 되므로 이로부터 T_1, T_2를 구할 수 있다.

실험에 사용한 동력 조향 장치용 고압 호스는 국산품인 내경 10 mm, 외경 20.7 mm인 NBR/CR 및 내경 10 mm, 외경 20.4 mm인 CSM/CSM이며 길이는 각각 2 m, 4 m의 2종류를 사용하였다. 이와 같이, 2종류의 고압 호스를 사용한 것은 맥동 주파수 증가에 따른 공진 주파수의 추이 관찰을 쉽게 하기 위해서이다.

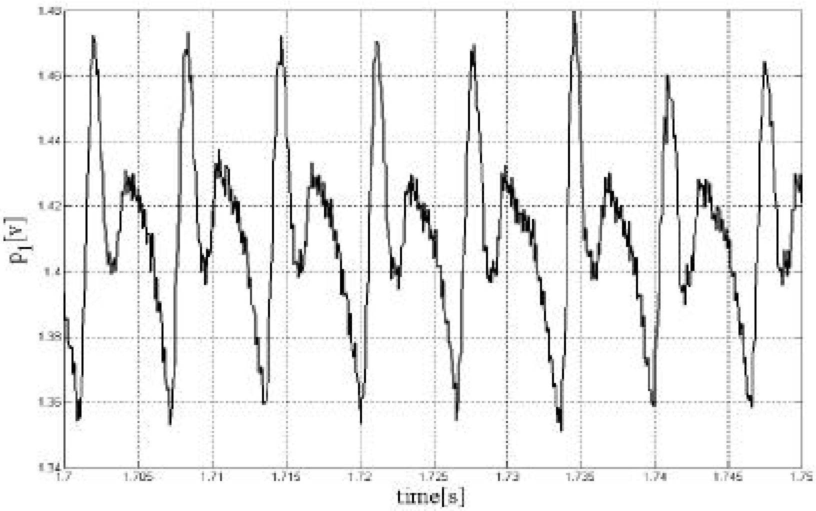
실험에서 얻어진 압력파의 측정 예 및 압력파의 진폭비(FFT에서 얻은 파워 스펙트러)를 Fig. 3.12 및 3.13에 나타내었다.

실험에서 얻어진 압력 진폭비를 나타낸 것이 Fig. 3.14 3.17의 실험결과이다. Fig. 3.14 및 3.15의 실험결과에서 얻어진 NBR/CR 고압호스에서의 공진 주파수(15, 34.48, 60.73, 105.29, 114.13, 149.84, 185.85 Hz)와 Fig. 3.16 및 3.17의 실험결과에서 얻어진 CSM/CSM 고압호스에서의 공진 주파수(15, 35.09, 62.56, 107.11, 122.99, 150.14, 195.31 Hz)에서 제 2차 이후의 공진 주파수는 제 1차 공진 주파수(15Hz)의 정수배가 되지는 않으며(보통의 강관에서는 정수배가 됨), 이로부터 주파수 증가에 따라 음속이 증가함을 알 수 있다.

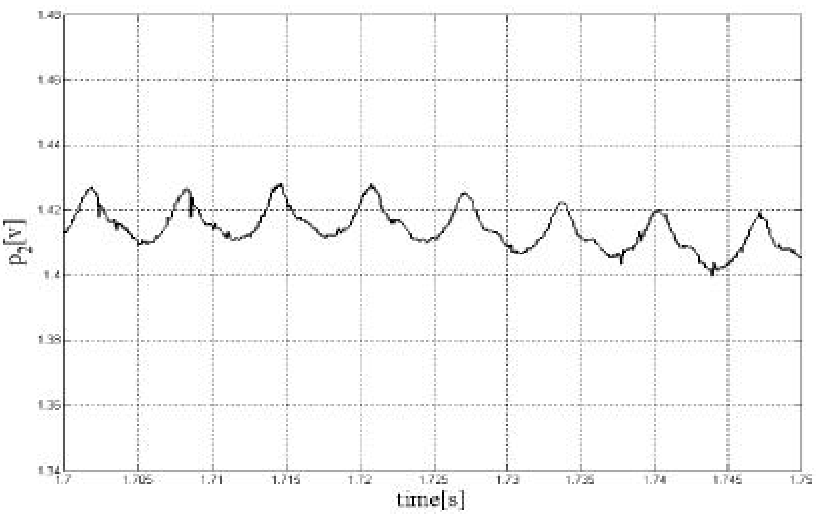
아래 Table 3.1 및 Fig. 3.17 18은 Fig. 3.14 17의 결과에서, 제1차 공진 주파수에서의 음속이 주파수 변화에 따라 변하지 않는다고 가정했을 때의 제2차 이후의 공진 주파수 추측치 f_1과 실제의 공진 주파수 f_2의 비율을 나타낸 것이다. 고압호스가 NBR/CR인 경우 f_2/f_1의 최종치를 1.376로 간주하면 $T_1/T_2 = 1.376^2 = 1.893$이고, Fig. 3.17에서 T_1, T_2를 구하면 $T_1 = 4.156\times10^{-3}$, $T_2 = 2.195\times10^{-3}$이다. 고압호스가 CSM/CSM인 경우 f_2/f_1의 최종치를 1.43으로 간주하면 $T_1/T_2 = 1.43^2 = 2.045$이고, Fig. 3.18에서 T_1, T_2를 구하면 $T_1 = 5.917\times10^{-3}$, $T_2 = 2.894\times10^{-3}$이다. 여기서 구한 음속 c_h'와 T_1, T_2를 식(2.10)에 대입함으로써 고압 호스에서의 음속(주파수의 함수로 표시됨)을 구하고, 이 음속치를 식(2.7)에 대입함으로써 대상 유압호스의 주파수 특성을 구할 수 있다.

위와 같이 구한 T_1, T_2 및 c_h'를 이용하여 고압호스를 모델링하고 수치

시뮬레이션을 실시한 결과가 Fig. 3.14 17**의 이론해석 결과들이다**. **각각의 이론해석 결과들에 대한 주요 파라미터를 구분하여** Table 3.2**에 나타내었다**.

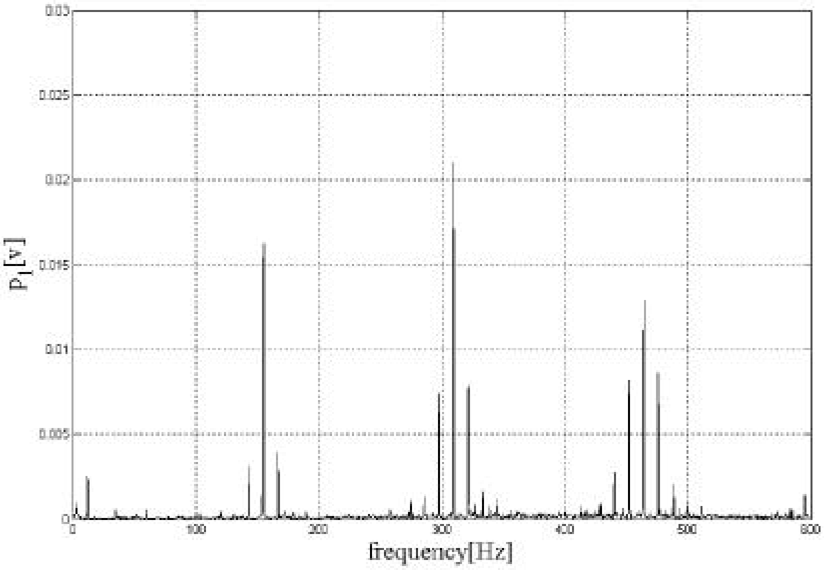


(a) Time response of p_1

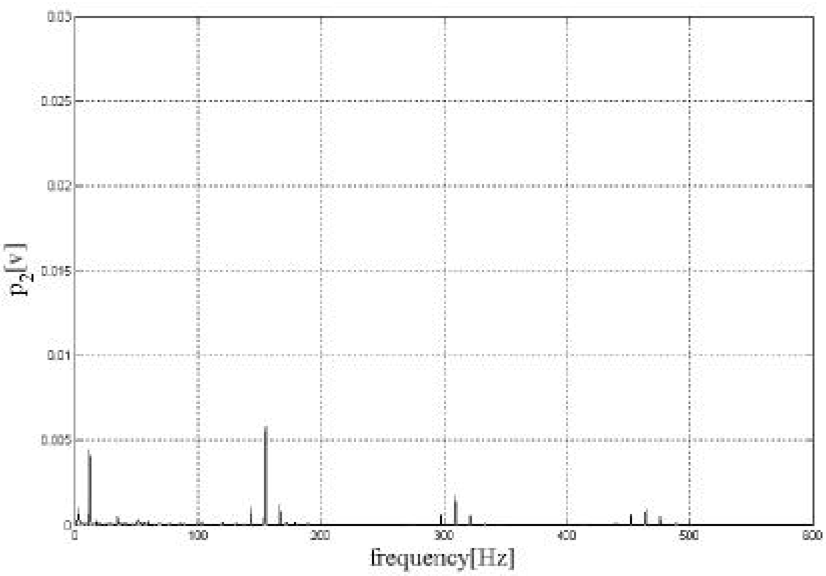


(b) Time response of p_2

Fig. 3.12 Example of pressure records [Hose : NBR/CR, L = 4 m, f = 150 Hz, 1 V corresponds to 5 MPa]



(a) Frequency response of p_1



(b) Frequency response of p_2

Fig. 3.13 Example of FFT results of pressure records [Hose : NBR/CR, L = 4 m, f = 150 Hz, 1 V corresponds to 5 MPa]

Table 3.1 Values of f_1, f_2, f_2/f_1

NBR/CR	f_2[Hz]	15	34.48	60.73	105.29	114.13	149.84	185.85
	f_1[Hz]	15	30	45	75	90	105	135
	f_2/f_1	1	1.149	1.349	1.404	1.268	1.427	1.376
CSM/CSM	f_2[Hz]	15	35.09	62.56	107.11	122.99	150.14	195.31
	f_1[Hz]	15	30	45	75	90	105	135
	f_2/f_1	1	1.169	1.390	1.428	1.367	1.430	1.447

Table 3.2 Computed results of main parameters for hose modeling

parameters / hose type	classification	c_h'[m/s]	T_1	T_2	c_h[m/s]
NBR/CR	computed value 1	·	·	·	300
	computed value 2	300	4.156×10^{-3}	2.195×10^{-3}	·
	computed value 3	300	1.700×10^{-3}	1.133×10^{-3}	·
	computed value 4	300	1.700×10^{-3}	0.680×10^{-3}	·
CSM/CSM	computed value 1	·	·	·	300
	computed value 2	300	5.917×10^{-3}	2.894×10^{-3}	·
	computed value 3	300	1.900×10^{-3}	1.118×10^{-3}	·
	computed value 4	300	1.600×10^{-3}	0.640×10^{-3}	·

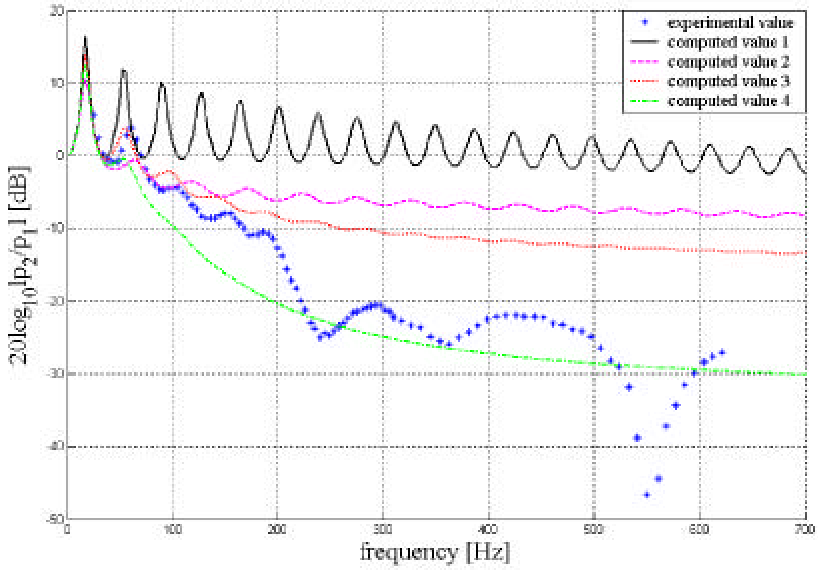


Fig. 3.14 Experimental result and computed results of $|p_2/p_1|$ versus frequency for a flexible hose [Hose : NBR/CR, L = 4 m]

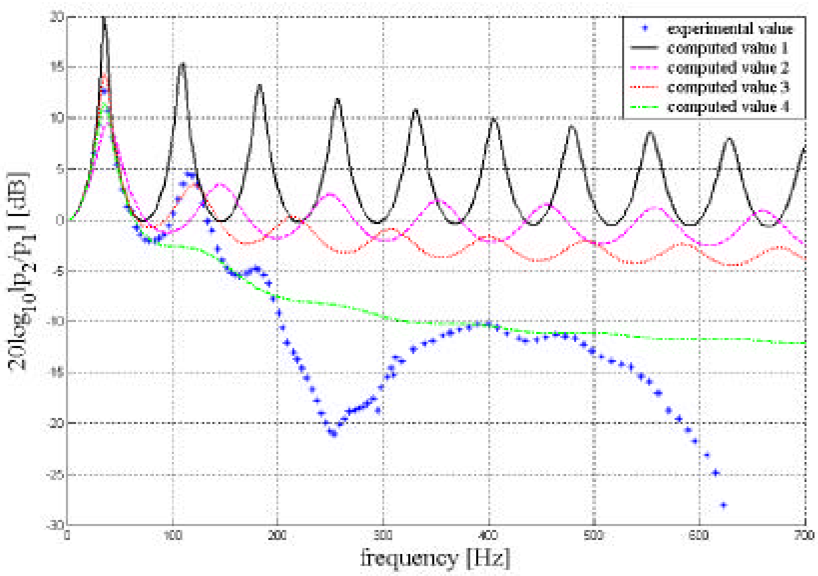


Fig. 3.15 Experimental result and computed results of $|p_2/p_1|$ versus frequency for a flexible hose [Hose : NBR/CR, L = 2 m]

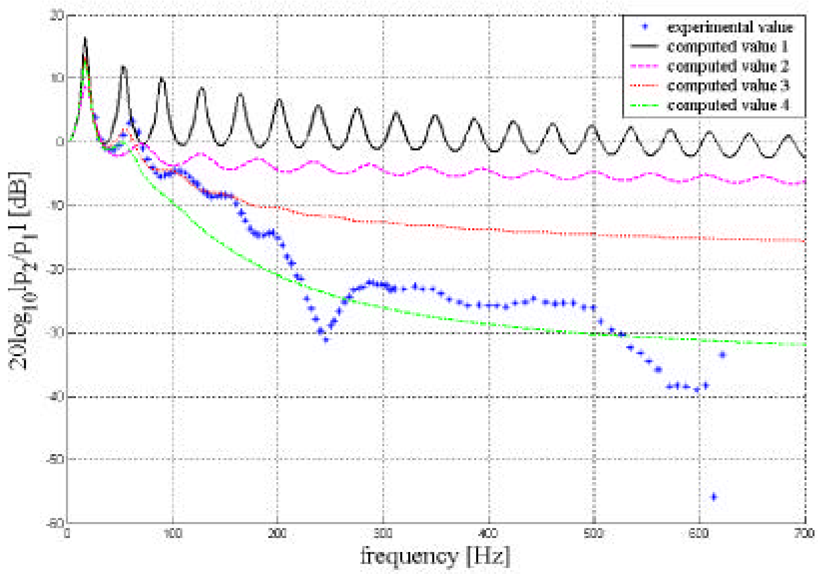


Fig. 3.16 Experimental result and computed results of $|p_2/p_1|$ versus frequency for a flexible hose [Hose : CSM/CSM, L = 4 m]

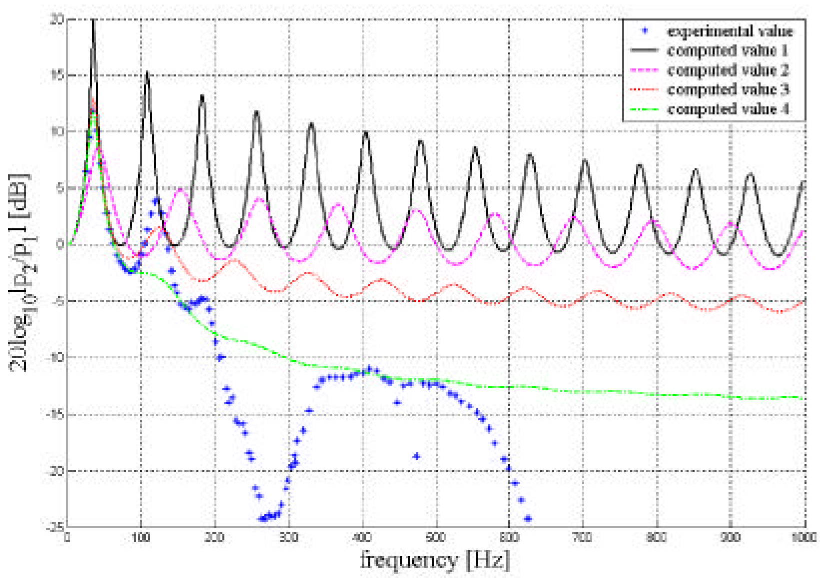


Fig. 3.17 Experimental result and computed results of $|p_2/p_1|$ versus frequency for a flexible hose [Hose : CSM/CSM, L = 2 m]

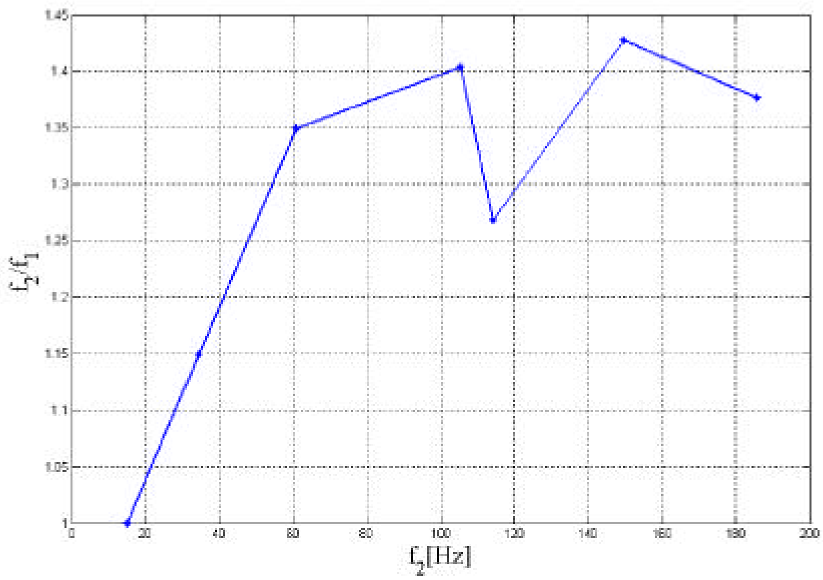


Fig. 3.18 Movement of resonance frequency for a flexible hose [Hose : NBR/CR, T_1 = 4.156×10^{-3}, T_2 = 2.195×10^{-3}]

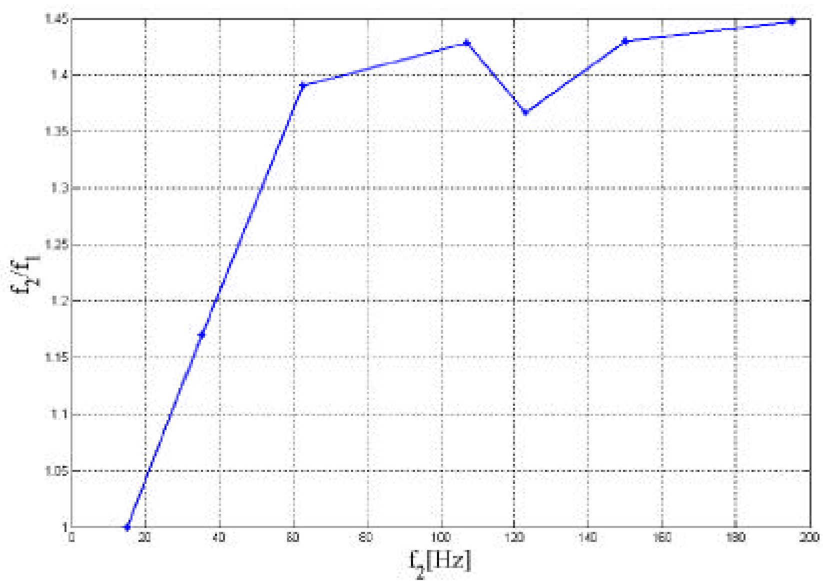


Fig. 3.19 Movement of resonance frequency for a flexible hose [Hose : NBR/CR, T_1 = 5.917×10^{-3}, T_2 = 2.894×10^{-3}]

제 4 장 수치 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 관로계에서 압력 맥동 감쇠 특성의 표시법

관로계에서 압력 맥동 감쇠 특성을 나타내는 방법에는 Fig. 3.14 17에 나타낸 것과 같이 주파수 변화에 따른 입·출구 압력의 진폭비로 표현하는 방법이 있다. 또한 맥동 흡수장치의 성능 평가에는 실제 장비에 설치하여 평가하는 이른바 삽입 손실 특성을 이용하는 방법과, 맥동 흡수장치 고유의 투과 손실 특성을 이용하는 방법이 있다. 본 연구에서는 식 (4.1)의 전달 매트릭스의 각 요소를 계산하고, 이것을 사용하여 투과 손실을 식 (4.2)로부터 구함으로써, 레저네이터 호스의 압력 맥동 감쇠 특성을 표시하는 방법을 주로 사용하기로 한다.

$$\begin{bmatrix} \widehat{P_{in}} \\ \widehat{Q_{in}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P_{out}} \\ \widehat{Q_{out}} \end{bmatrix} \tag{4.1}$$

$$TL = 20 \log_{10} \left[\frac{1}{2} \left\{ \left| \left(\frac{Z_{c2}}{Z_{c1}} \right)^{1/2} T_{11} + \frac{1}{(Z_{c1} Z_{c2})^{1/2}} T_{12} + (Z_{c1} Z_{c2})^{1/2} T_{21} + \left(\frac{Z_{c1}}{Z_{c2}} \right)^{1/2} T_{22} \right| \right\} \right] \tag{4.2}$$

여기서, Z_{c1} 및 Z_{c2}는 각각 레저네이터 호스의 상류측 및 하류측 접속관로의 특성 임피던스를 나타낸다.

4.2 티 필터(Tee filter) 적용시의 압력 맥동 감쇠 특성

관로에 분기관을 설치함으로써 압력 맥동을 저감시키는 티 필터는 본 연구에서 대상으로 하는 레저네이터 호스와 그 기본 설계 원리가 동일하다. 여기서는 먼저, 티 필터(레저네이터 호스)의 설계 개념을 명확하게 익힐 목적으로, 티 필터 유무에 따른 관로에서의 압력 맥동 감쇠 특성을 조사해 보기로 한다.

통상의 금속 분기관을 사용하는 경우 분기관의 설계 길이는 식 (4.3)으로부터 구할 수 있다.

$$l = \frac{1}{4} w = \frac{a}{4f} \tag{4.3}$$

여기서, w 및 f는 저감시키고자 하는 맥동의 파장 및 주파수, a는 관로내

파동 전파속도이다.

Fig. 4.1에는 금속관에 분기관이 설치되어 있거나 또는 설치되어 있지 않은 3 종류의 관로를 나타내었다. Fig. 4.1의 각각의 관로에 대하여 주파수 변화에 따른 입·출구 압력의 진폭비 및 투과손실 특성을 구하여 분기관 사용시 압력 맥동의 감쇠 특성을 검토하였다. 단, 고압호스 분기관인 경우, 호스의 모델은 Table 3.2의 NBR/CR computed value 3를 적용하였으며, 계산시 회로조건은 Table 4.1과 같다.

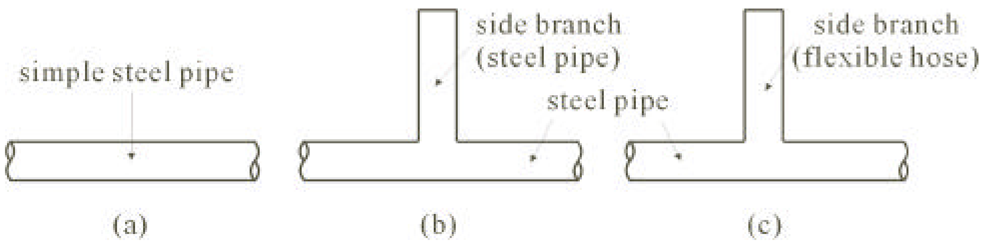


Fig. 4.1 Pipes with/without side-branch

Table 4.1 Physical constants related to the simulation

mean pressure	70 bar	inside diameter of steel branch	0.02 m
mean flowrate	0 l/m	wave speed in steel branch	1200 m/s
length of steel pipe	2 m	inside diameter of flexible hose branch	0.02 m
inside diameter of steel pipe	0.02 m	c_h' in flexible hose branch	300 m/s
wave speed in steel pipe	1200 m/s	·	·

Fig. 4.1 (a)와 같은 통상의 금속관인 경우에 있어 주파수 변화에 따른 입·출구 압력의 진폭비 및 투과손실(TL)의 계산 결과를 Fig. 4.2에 나타내었다. 이때의 TL 은 Fig. 4.2를 Fig. 4.3 및 4.4와 비교해볼 때 매우 작은 값임을 알 수 있다.

Fig. 4.1 (b)와 같이 분기관으로 통상의 금속관을 사용한 경우, 맥동 감쇠 요구 주파수가 400 Hz라면 식 (4.3)으로부터 분기관의 길이가 0.75 m가 되어야

함을 알 수 있다. 분기관의 길이를 0.75 m로 설정하여 계산한 결과는 Fig. 4.3과 같다. Fig. 4.3을 Fig. 4.2의 분기관을 설치하지 않은 단순 금속관의 결과와 비교하면 주파수에 대한 입·출구 압력의 진폭비가 400 Hz 및 그 기수배에서 0 dB보다 낮아짐을 알 수 있고, 투과손실 또한 400 Hz 및 그 기수배에서 최대가 됨을 알 수 있다.

Fig. 4.1 (c)와 같이 분기관으로서 고압호스를 사용한 경우, 맥동 감쇠 요구 주파수가 금속 분기관을 사용한 경우와 동일한 400 Hz라면 식 (4.3)으로부터 분기관의 길이는 0.1875 m로 계산된다. 단, 이 때의 분기관내 파속은 300 m/s이고 주파수에 무관한 상수로 간주하였다. 분기관의 길이를 0.1875 m로 설정하여 계산한 결과는 Fig. 4.4와 같다. Fig. 4.4로부터 주파수에 대한 입·출구 압력의 진폭비가 금속 분기관을 사용한 경우의 400 Hz 및 그 기수배가 아닌 481 Hz 및 기수배보다 점차 증가하는 주파수에서 최소값을 가짐을 알 수 있으며, 투과손실 역시 동일한 주파수에서 최대값을 가지는 것을 알 수 있다. 이는 파동 전파속도가 금속관내에서는 일정한데 비하여 고압호스내에서는 주파수에 따라 증가하기 때문이다. 따라서 400 Hz에서 최대의 압력 맥동 감쇠 효과를 얻기 위해서는 주파수에 따른 파동 전파속도의 증가 영향을 고려하여 분기관의 길이를 결정해야 한다.

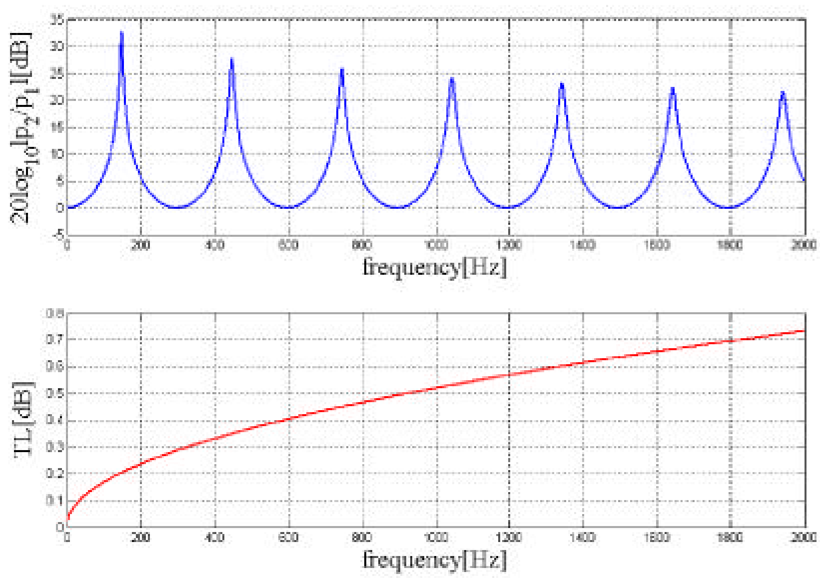


Fig. 4.2 Computed results of $|p_2/p_1|$ and TL versus frequency with a simple steel pipe

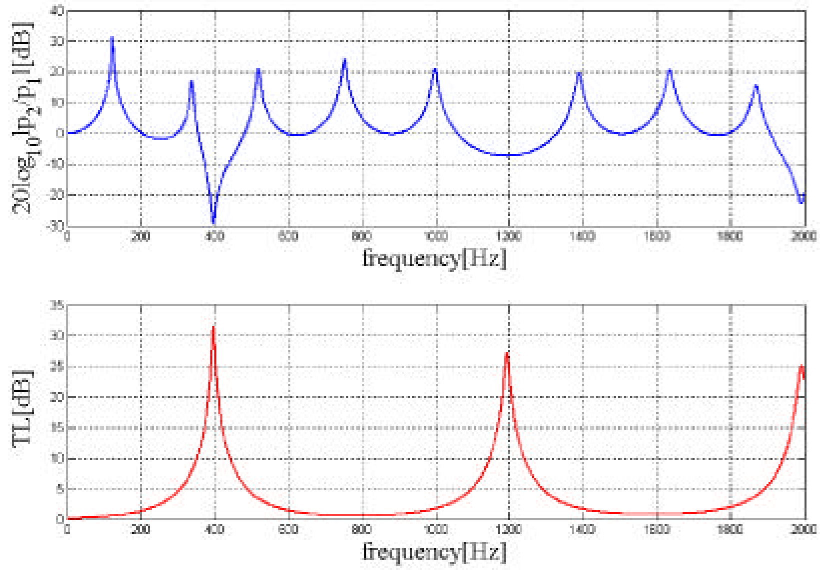


Fig. 4.3 Computed results of $|p_2/p_1|$ and TL versus frequency with a side-branch(steel pipe)

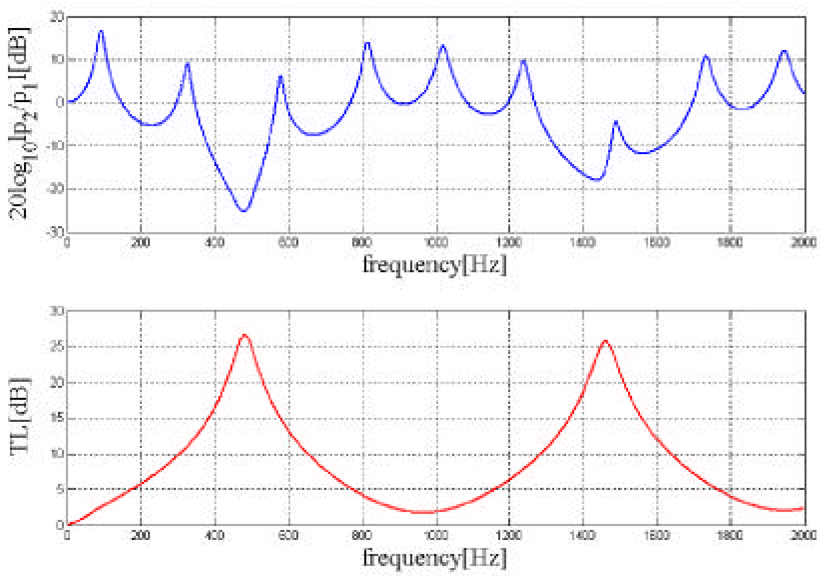


Fig. 4.4 Computed results of $|p_2/p_1|$ and TL versus frequency with a side-branch(flexible hose)

4.3 단일 레저네이터 호스의 압력 맥동 감쇠 특성

레저네이터 호스의 방향성을 고려하여, 나선형 금속관이 상류단에 접속된 경우를 순방향, 하류단에 접속된 경우를 역방향이라고 칭하며, 각각을 Fig. 4.5에 나타내었다. 그리고 이 양자에 관하여 수치 시뮬레이션을 함으로써 방향성에 따른 레저네이터 호스의 맥동 감쇠 특성을 고찰하였다. 계산시 회로조건은 Table. 4.2와 같다.

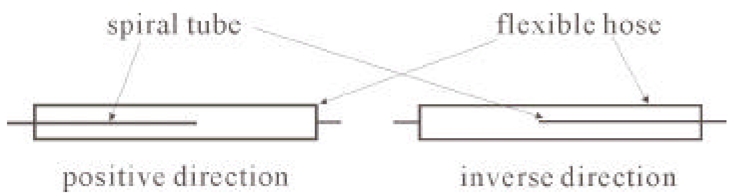


Fig. 4.5 Positive and inverse direction of resonator hose

Table 4.2 Physical constants related to the simulation

mean pressure	70 bar	c_h' in flexible hose	300 m/s
mean flowrate	0 l/m	wave speed in branch	300 m/s
length of resonator hose	1 m	inside diameter of spiral tube	0.0042 m
length of spiral tube	0.6 m	inside diameter of flexible hose	0.0097 m
wave speed in spiral tube	1052.63 m/s	inside diameter of branch	0.0032 m

계산 결과로는 주파수 대역 0 1 kHz의 $|p_{out}/p_{in}|$를 구하였다. 순방향 및 역방향에서의 결과를 Fig. 4.6에 나타내었다. 게인의 절대치와 공진주파수는 서로 다르지만, 300 및 560 Hz부근에서 감쇠가 크게 발생한다는 것은 동일하다

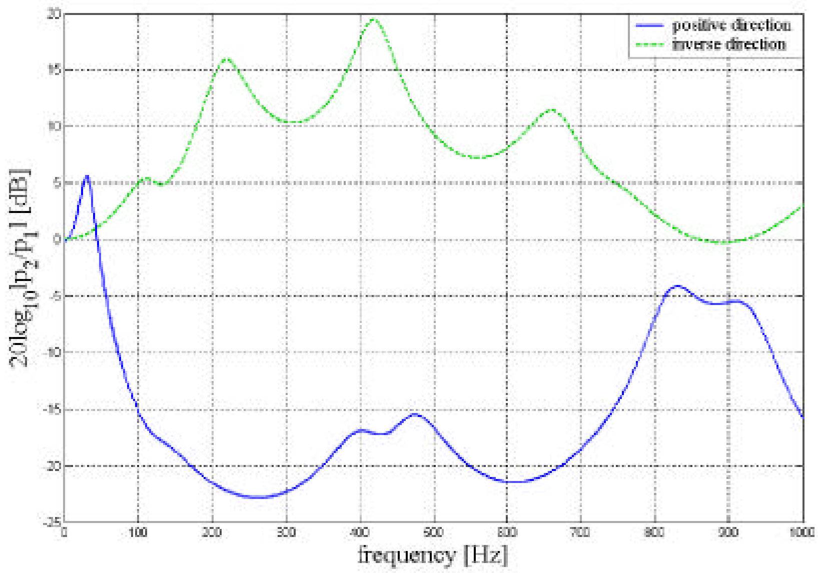


Fig. 4.6 $|p_2/p_1|$ versus frequency when the spiral tube connected in positive direction and inverse direction

Fig. 4.7은 나선형 금속관이 순방향으로 접속된 단일 레저네이터 호스에서 나선형 금속관의 길이를 변경한 경우의 투과손실을 나타낸 것이다. 본 계산에 사용된 상·하류측 접속관로는 길이 0.07 m, 내경 0.01 m인 탄성관으로 고려하였다. 계산 결과로부터, 공진주파수는 나선형 금속관의 길이가 0.8 m인 경우 80 Hz, 0.6 m인 경우 120 Hz, 0.4 m인 경우 210 Hz로 점차 이동하는 경향을 확인할 수 있다. 따라서 내관길이를 길게 하면 저주파영역의 투과손실을 크게 할 수 있으므로, 저주파 영역의 맥동을 감소시키는데 효과적임을 알 수 있다.

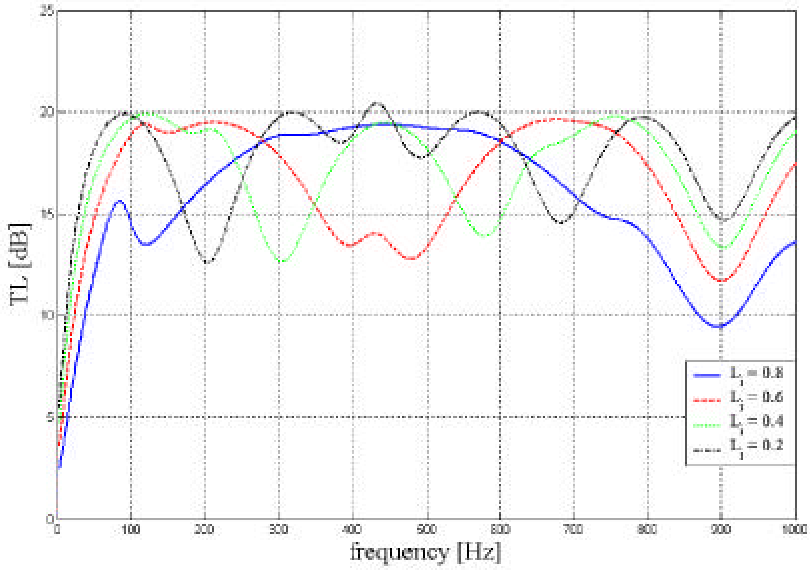


Fig. 4.7 Effect of spiral tube length on *TL* in a single resonator hose with positive direction spiral tube

4.4 레저네이터 호스의 조합 특성

실제 레저네이터 호스를 승용차용 P/S 시스템에 적용하는 경우, 관로의 길이에 제한이 있으므로 낮은 주파수의 압력 맥동을 감쇠시키는 어렵다. 따라서 레저네이터 호스 2개 또는 3개를 순방향과 역방향으로 직렬로 조합하여 사용하기도 한다. 본 연구에서는 레저네이터 호스 2개를 3종류로 조합하는 경우에 있어서 투과손실의 변화를 검토하였다.

Table 4.3 Series connection of the resonator hoses

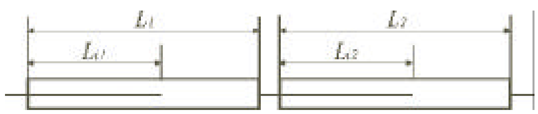
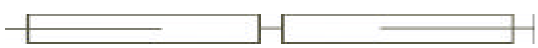
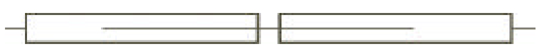
type($L_1 = L_2 = 0.5m$)		$L_{i1}[m]$	$L_{i2}[m]$
type 1 	1	0.2	0.4
	2	0.3	0.3
	3	0.4	0.2
type 2 	1	0.2	0.4
	2	0.3	0.3
	3	0.4	0.2
type 3 	1	0.2	0.4
	2	0.3	0.3
	3	0.4	0.2

Table 4.3에 나타낸 3종류의 직렬 접속 관로에 대하여 계산을 실시한 결과를 Fig. 4.8 4.10까지 순서대로 나타내었다. 모든 경우 전반적으로 200 Hz이상의 주파수 대역에서 투과손실이 크게되므로 이 대역에서의 맥동흡수에 유효하다는 것을 알 수 있다. 특히 전 주파수 대역에서 투과손실이 큰 조합은 type 1-1, 1-3, type 3-1, 3-3의 경우이며, 저주파수 대역에서 투과손실이 큰 조합은 type 1-2, type 3-2의 경우이다. type 2는 전반적으로 투과손실의 크기가 type 1과 type 3에 비하여 적다. 이상으로부터 직렬접속에서는 비교적 높은 주파수의 넓은 대역에서 압력 맥동 감쇠 효과를 발휘한다고 생각된다. 특히 type 1이 3종류 모두 전반적으로 가장 양호한 특성을 나타내었다.

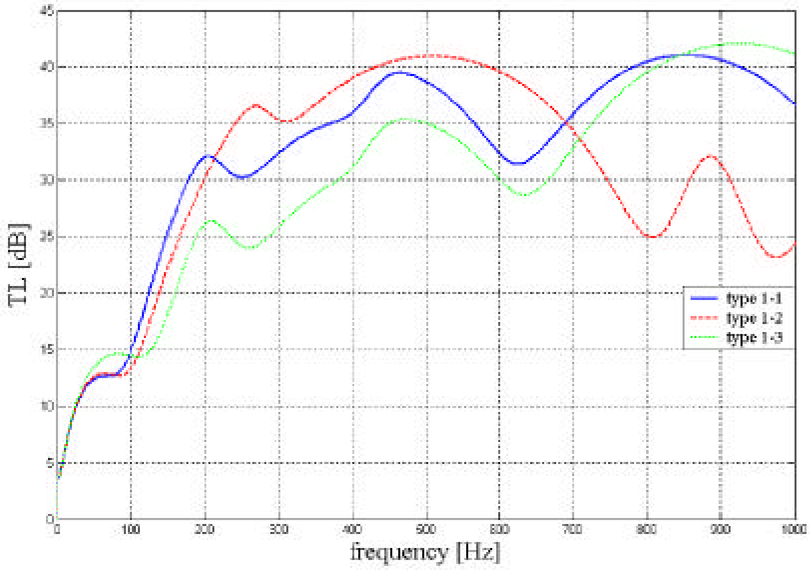


Fig. 4.8 Transmission loss of type 1

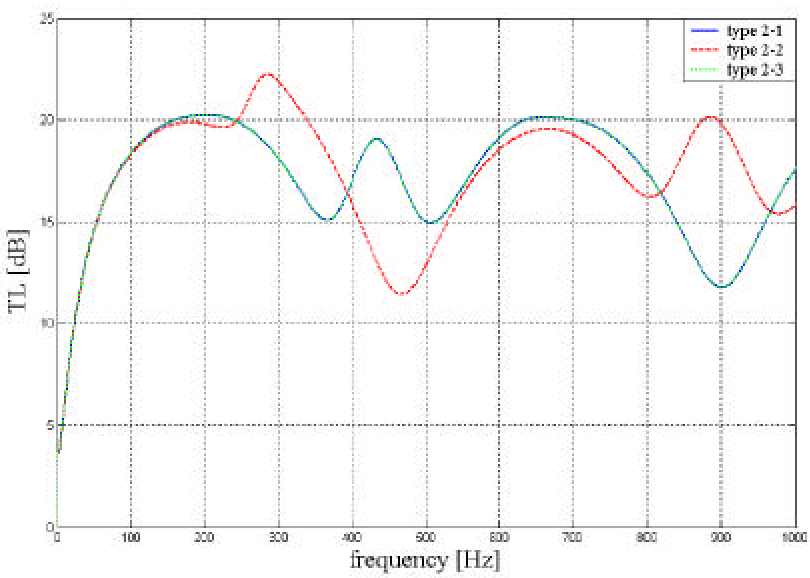


Fig. 4.9 Transmission loss of type 2

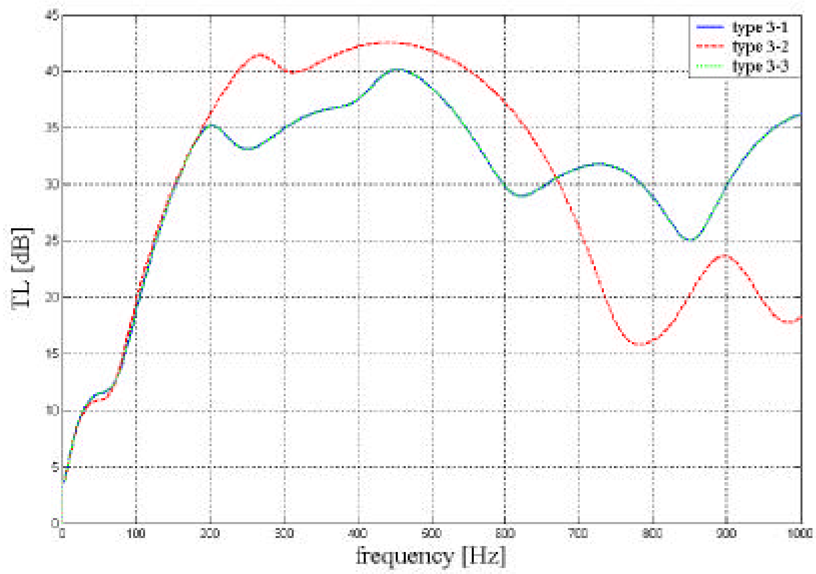


Fig. 4.10 Transmission loss of type 3

제 5 장 결 론

본 연구에서는 승용차용 동력 조향 시스템에 장착되는 레저네이터 호스에서의 압력 맥동 전파 특성을 전달 매트릭스법을 사용한 수치 해석을 통하여 조사하였다. 본 연구의 성과를 요약하면 아래와 같다.

(1) 레저네이터 호스에서의 압력 맥동 전달 특성을 전달 매트릭스법으로 해석하고, 투과손실의 개념을 사용하여 압력 맥동 감쇠 특성을 정량적으로 제시하였다.

(2) 나선형 금속관의 특성 실험을 실시함으로써, 금속관 내의 압력손실이 매끄러운 원관보다 크고, 음속 또한 통상의 탄성관보다 적음을 알 수 있었으며, 금속관 벽면을 통한 누설이 압력차가 클수록 지수함수적으로 증가하며, 승압시와 감압시 누설량에 히스테리시스가 존재함을 알 수 있었다.

(3) 단일 레저네이터 호스에서 압력 맥동의 감쇠가 크게 되는 주파수 대역은 나선형 금속관의 길이로서 결정됨을 알 수 있었고, 금속관의 길이가 길수록 저주파 영역에서의 투과손실이 증가함을 알 수 있었다.

(4) 2개의 레저네이터 호스를 직렬로 접속한 경우는 비교적 넓은 주파수 대역에서 맥동 감쇠의 특성이 크게됨을 알 수 있었다.

이 연구에서 확립된 기법을 사용함으로써 수치해석만으로 레저네이터 호스에서의 압력 맥동 저감 특성을 쉽게 확인할 수 있으므로, 진동 및 소음이 적은 승용차용 동력 조향 시스템 설계시 유용하게 활용될 것으로 기대된다.

참고문헌

1. G. T. Klees, "Attenuation Device", United States Patent No. 3,323,305, 1967
2. M. C. Hastings and C. Chen, "Analysis of Tuning Cables for Reduction of Fluidborne Noise in Automotive Power Steering Hydraulic Lines", SAE paper 931295, pp.277 282, 1993
3. S. Nagata, "Simulation of Resonator Hose", Proceedings of JHPS, pp.129 132, 1993 (in Japanese)
4. K. Hattori, M. Yamada, K. Haga and K. Saitou, "Pulsation Attenuation Characteristics Analysis of Flexible Hose with Spiral Tube Insert", Proceedings of JHPS, pp.9 12, 1994 (in Japanese)
5. K. Nagata, K. Takahashi, T.Nonoshita, "Analysis of a Hydraulic Hose Used for Pulsation Damping", **日本油空壓學會誌**, **第**27**卷 第**7号, pp.94 103, 1996 (in Japanese)
6. E. Kojima, Y. Kimura, T. Terasawa, S. Takeshita, "Development Research of Variable Resonance-Mode Type of Side-Branch Resonators", **日本機械學會論文集**(C**編**) 64**卷** 621号, pp.120 127, 1998 (in Japanese)
7. **이일영**, "**유압관로계 압력 맥동 해석법**", **부경대학교 유압제어 연구실**, 2001
8. E. Kojima, T. Ichiyanagi, Y. Kimura, "Analysis of Flexible Hoses with Spiral Tubular Inserts for a Reduction in the Fluidborne Pressure Pulsation in an Automotive Power Steering Hydraulic System(1st Report, Experimental Considerations)", **日本油空壓學會誌**, **第**27**卷 第**6号, pp.98 105, 1996 (in Japanese)
9. **日本油空壓學會**, **新版 油空壓編覽**, **제**1**판**, 1989, pp.31 33
10. F.T. Brown, Trans. ASME, Ser. D, 84-4, 1962, pp.547 553
11. **이일영 외** 3**인**, "**유압 관로망에서 고압호스의 압력 맥동 감쇠 특성 해석법 개발**", **한국 동력기계공학회**, pp.45 51, 1998
12. **이일영**, **정용길**, **양경욱**, "**유압 관로망에서의 압력 맥동 해석**", **한국해양공학회지**, **제** 11**권**, **제** 4**호**, pp.152 158, 1997
13. **송상훈**, "**고압호스를 포함하는 유압 관로에서의 압력 맥동 해석**", pp.2 5, 1999
14. Erwin Kreyszig, "**공업수학**", **청문각**, pp.165 173, 1994