

# 튜너 내장 자동차 조향호스의 해석 모델과 실용적 응용

## On the Analytical Model of Automotive Steering Hoses Containing Tuner and Its Practical Application

이재천 · 오상훈  
J. C. Lee and S. H. Oh

**Key Words** : Pressure Ripple(압력 맥동), Transfer Matrix(전달 행렬), Side Branch(분기관), Steering Hose(조향호스), Cross-Correlation Method(상호 상관법)

**Abstract:** This study presents an analytical model of an automotive steering hose containing tuner(flexible spiral metal tube) to reduce the ripple pressure induced by steering vane pump. The double-wall side branch composed in a steering hose containing tuner was analogically considered as a filter in a conduit. Specialized test equipment was manufactured for the estimation of speed of sound in a conduit and measurement of amplitude ratio between the propagated ripple pressures of inlet and outlet of the steering hose. Experimental data of entire frequency ranges can be obtained through the test once in short time. The results of three points' measurement method and cross-correlation method to estimate the speeds of sound in a hose, tuner, and side branch respectively reveal that cross-correlation method can be used practically. The results of simulation and experiment were so close, especially in the range of engine idling speed, that the proposed analytical model in this study was validated. Sensitivity analyses and experiments show that longer tuner is preferable, and that the positive-positive composition of the steering hoses containing tuner is superior to others to attenuate ripple pressure.

### 기호 설명

<p><math>A</math> : 단면적, <math>m^2</math></p> <p><math>A_{i,j}, B_{i,j}, M_{i,j}, \Delta_{i,j}(i,j=1 or 2)</math> : 전달 행렬의 요소</p> <p><math>c</math> : 음속, <math>m/s</math></p> <p><math>L</math> : 길이, <math>m</math></p> <p><math>P, \hat{P}</math> : 각각 시간계와 주파수계의 압력, <math>kgf/cm^2</math></p> <p><math>Q, \hat{Q}</math> : 각각 시간계와 주파수계의 유량, <math>m^3/s</math></p> <p><math>R(\tau)</math> : 상호 상관 함수</p> <p><math>R_f</math> : 마찰계수 (<math>=8\nu/r^2</math>), <math>s^{-1}</math></p> <p><math>T_{12}</math> : 전파시간, <math>s</math></p> <p><math>r</math> : 내경, <math>m</math></p> <p><math>s</math> : Laplace operator</p> <p><math>Z</math> : 특성 임피던스, <math>N \cdot s/m^5</math></p>	<p><math>\lambda</math> : 전달계수</p> <p><math>\nu</math> : 동점도, <math>cSt</math></p> <p><math>\rho</math> : 밀도, <math>kg/m^3</math></p> <p><math>\tau</math> : 시간지연, <math>s</math></p> <p>Subscripts</p> <p><math>i, o</math> : 각각 관로 입, 출구</p> <p><math>c, h(hc), m(hm)</math> : 각각 튜너, 호스, 분기관</p> <p>1, 2, 3, 4, 5 : 각 지점 번호</p>
--	--

### 1. 서 론

자동차 조향장치에는 유압식 동력보조 조향시스템(hydraulic power assisted steering system)이 널리 적용되고 있다. 유압식 조향시스템은 유압력에 의해 핸들의 조작력을 가볍게 해주는 장점이 있다. 그러나 오일펌프의 주기적인 유량·압력맥동과 펌프의 회전수 변화 및 조향 휠 조작에 따른 제어밸브의 작동으

접수일 : 2008년 9월 22일, 게재확정일 : 2008년 12월 19일  
 이재천(책임저자) : 계명대학교 기계자동차공학부  
 E-mail : ljcds@kmu.kr, Tel : 053-580-6720  
 오상훈: 평화산업(주) 기술연구소

로 인해 과도적 혹은 주기적 압력맥동이 발생하게 된다. 이와 같은 유압식 조향시스템의 압력 맥동은 차량 소음 진동면에서, 특히 엔진 아이들링(idling) 상태에서 문제시 된다<sup>1)</sup>.

유압식 조향시스템의 압력맥동에 의한 진동을 줄이기 위한 장치로서 Fig.1 과 같이 고무호스 내부에 유연한 나선형 금속재 튜너(flexible spiral metal tube)를 내장한 공진호스(resonator hose)가 사용되고 있다. G. T. Klees<sup>2)</sup>가 처음 고안한 튜너 내장 호스의 원리는 호스 내경과 튜너 외경 사이에 형성된 환상형(annulus) 이중벽(double wall)관로부가 마치 호스 중간에 설치된 분기 공진기(side branch resonator)와 같다는 점에 착안하고 있다.

튜너 내장 호스는 오일펌프에서 스티어링 기어 사이의 주 관로를 연결함으로써 자동차와 같이 좁은 공간 내에서 맥동감쇠효과를 효과적으로 얻을 수 있다. 그러나 금속 관로와 달리 점탄성 고무호스의 특성은 매우 비선형적이며 복잡할 뿐만 아니라, 물리적 매개변수의 측정이 어렵고, 압력과 온도 등의 외부 환경에 따라 변화한다. 이에 그 동안 많은 연구에도 불구하고 튜너 내장 조향호스에 대한 실용적이면서도 완벽한 해석 모델과 실험결과는 여전한 연구 주제이다.

이와 관련된 연구로는, 우선 Hasting과 Chen<sup>3)</sup>이 호스 벽의 탄성을 고려하여 호스와 튜너 어셈블리의 특성을 전달행렬법(transfer matrix method)의 해석식으로 제시하였다. 그리고 Nagata<sup>4)</sup>와 Hattori<sup>5)</sup>등도 호스 벽의 원주방향 운동을 점탄성으로 간주한 식을 제시하였다. 그러나 이들이 튜너 내장 호스의 분기 환상형(branch annulus)관로의 유체거동을 계산하기 위해 사용한 Wahino와 Konishi<sup>6)</sup>의 해석 식은 강체관에 대한 것으로 고무호스에는 부적합하다. 이들 식은 낮은 주파수 영역에서만 그 정확성이 입증되었다. 小嶋英一<sup>7,8)</sup>등과 Yu<sup>9)</sup>등은 고무호스의 점탄성 성질 뿐만 아니라 세로방향의 호스진동을 고려한 튜너 내장 호스의 모델과 아울러 전달행렬의 매개변수(transfer matrix parameters)를 실험적으로 측정하는 방법을 제시하였다. 그 기본 원리는, 이론적으로 잘 알려진 균일한 강체 파이프 사이에 호스를 직렬 설치하여 먼저 강체 파이프의 전달행렬을 구한 후 호스의 전달행렬을 간접 계산하는 방식이다. 그러나 이들의 방식은 2.5kHz에 이르는 넓은 주파수 영역에서의 정확성에도 불구하고 각개 주파수 마다 전달손실(transmission loss)를 반복해 구해야함으로서 매우

많은 시간과 노력이 요구된다. 나아가 Drew<sup>10)</sup>등은 길이방향의 호스진동 뿐 아니라 나선형 튜너의 틈새에서의 누유(leakage)를 고려한 모델 식을 제시하였다. 그러나 Drew등의 모델 식은 측정키 어려운 불확실 매개변수(uncertain parameter)가 다수 포함되고 있고, 실제 상용 튜너의 누유량은 미미하여 실용적이지 못하다.

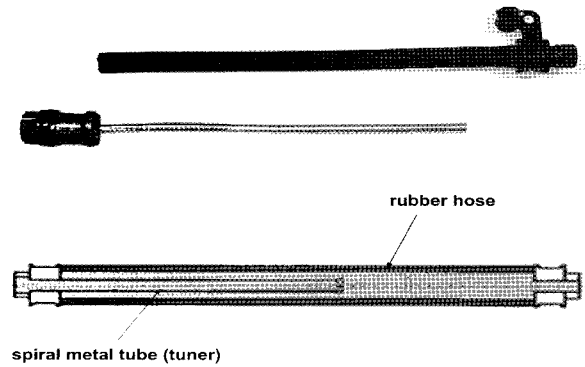


Fig. 1 Picture and section view of steering hose with tuner

맥동 특성 연구에 중요한 요소인 압력과 전파속도(pressure wave propagation speed), 즉 음속측정에 있어서는 ISO<sup>11)</sup>에서 표준화 검토 중인 Johnston등의 3점 압력 계측법(three transducer method)<sup>12)</sup>과 관로의 끝을 막고 2곳에서 압력을 계측하는 반공진법(anti-resonance method)<sup>13)</sup>이 있으나 호스에는 적용이 불가능하다. 이를 보완하여 小嶋英一<sup>7)</sup>, Yu와 Kojima<sup>14)</sup>는 전, 후 강체 파이프 사이에 호스를 직렬 연결하고 파이프 관로상의 4곳의 위치에서 압력을 계측, 수치 연산 과정을 통하여 간접적으로 대상 호스 내 유체 음속을 계측하는 전달 매트릭스 법을 제안했다. 국내에서는 강만곤과 이일영<sup>15)</sup>이 관로 끝을 막아 수치 연산과정이 비교적 간단한 3점 압력계측-주파수 계열 음속 계측법을 제시하였다.

튜너 내장 조향호스에 대한 국내 연구로는 김도태와 김종만<sup>16)</sup>이 환상형 이중관로부를 분기관형 유압 필터로 고려한 수학적 모델을 제시하고 실험을 통해 그 타당성을 검토하였다. 그러나 제시한 모델의 시뮬레이션 결과와 실험결과를 직접 비교한 결과를 제시하지는 못하였다. 또한 전송경<sup>17)</sup> 등은 조향호스의 맥동저감효과와 차량실내소음과의 관계를 실험을 통해 고찰하였다. 그 결과 조향호스의 압력 맥동이 차량실내소음의 지배적 인자가 아님을 확인하였다. 즉, 차량실내소음은 조향호스를 따라 전달되는 액중전파

이외에 공기전파와 고체전파에 의한 소음이 보다 지배적임을 규명하였다. 실제 완성차업체에서는 조향호스의 사용목적은 수 kHz 영역의 차량실내소음의 저감보다 엔진 아이들 속도 영역에서의 조향계 진동감쇠에 두고 있다.

이에 본 연구에서는 500Hz 이내, 특히 150~200Hz (엔진회전속도 900~1,200rpm)의 엔진 아이들 영역에서 튜너내장호스의 맥동 감쇠성능을 예측하여 조향계 설계에 활용할 수 있는 실용적 해석 모델을 제시코자한다. 해석모델의 신뢰성을 검증하기 위해, 전 주파수 영역에서의 실험을 수 분 내에 마칠 수 있는 실험 장치와 아울러 주요 매개변수인 음속의 측정방안도 제시한다.

## 2. 해석 모델

Fig. 1의 튜너 내장 조향호스는 Fig. 2와 같이 3부분의 관로의 조합으로 나타낼 수 있다. 금속재 튜너 관로(I), 튜너 끝단부터 조향호스 끝부분까지의 고무호스(II), 그리고 호스 내경과 튜너 외경 사이에 형성된 환상형 이중벽 관로부는 분기 공진기로 모델링된다<sup>16)</sup>. 분기점과 경계면에서의 조건은 아래 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 + Q_m, Q_3 = 0 \\ P_1 &= P_2 = P_m, L_1 = L_3 \end{aligned} \quad (1)$$

조향호스 입구와 분기점까지의 금속 튜너(I)에 대한 입출구간 압력 및 유량의 주파수계 특성은 아래 식 (2)의 전달행렬(transfer matrix) 4극 방정식(4 pole equation)으로 표시된다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \widehat{P}_1 \\ \widehat{Q}_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_i \\ \widehat{Q}_i \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \cosh(\lambda L_1) & -Z_c \sinh(\lambda L_1) \\ -\frac{1}{Z} \sinh(\lambda L_1) & \cosh(\lambda L_1) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 Bessel 함수로 표시되는 관로의 전파계수  $\lambda$ 와 특성임피던스  $Z_c$ 는 아래 Brown<sup>18)</sup>의 근사식으로 계산된다.

$$\lambda \approx \frac{s}{c} \left[ 1 + \left( \frac{v}{r^2 s} \right)^{0.5} + \left( \frac{v}{r^2 s} \right) + \frac{7}{8} \left( \frac{v}{r^2 s} \right)^{1.5} \right] \quad (3)$$

$$Z_c \approx \frac{\rho c}{A} \left[ 1 + \left( \frac{v}{r^2 s} \right)^{0.5} + \left( \frac{v}{r^2 s} \right) + \frac{7}{8} \left( \frac{v}{r^2 s} \right)^{1.5} \right] \quad (4)$$

호스(II)에 대해서도 유사한 전달 행렬식을 구한다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \widehat{P}_o \\ \widehat{Q}_o \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_2 \\ \widehat{Q}_2 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \cosh(\lambda_h L_2) & -Z_{hc} \sinh(\lambda_h L_2) \\ -\frac{1}{Z_{hc}} \sinh(\lambda_h L_2) & \cosh(\lambda_h L_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_2 \\ \widehat{Q}_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

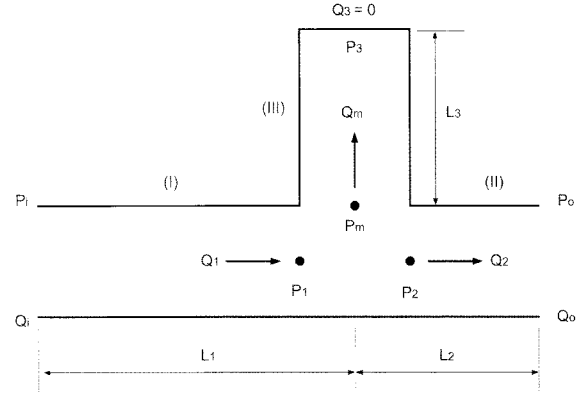


Fig. 2 Analogical model of steering hose

여기서 전파계수  $\lambda_h$ 와 특성임피던스  $Z_{hc}$ 는 아래 Trikha<sup>19)</sup>의 근사식으로 계산된다.

$$\lambda_h \approx \frac{s}{c_h} \sqrt{\left( \frac{R_f}{s} + 1 + \frac{0.1515}{1 + 0.3000 \frac{s}{R_f}} + \frac{0.1620}{1 + 0.04 \frac{s}{R_f}} + \frac{0.020}{1 + 0.001 \frac{s}{R_f}} \right)} \quad (6)$$

$$Z_{hc} \approx \frac{\rho c_h}{A} \sqrt{\frac{R_f}{s} + 1 + \frac{0.1515}{1 + 0.3000 \frac{s}{R_f}} + \frac{0.1620}{1 + 0.04 \frac{s}{R_f}} + \frac{0.020}{1 + 0.001 \frac{s}{R_f}}} \quad (7)$$

이중벽의 분기관(III)에 대해서는 아래 식(8)의 전달 행렬식을 적용한다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \widehat{P}_3 \\ \widehat{Q}_3 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_m \\ \widehat{Q}_m \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \cosh(\lambda_m L_1) & -Z_{hm} \sinh(\lambda_m L_1) \\ -\frac{1}{Z_{hm}} \sinh(\lambda_m L_1) & \cosh(\lambda_m L_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{P}_m \\ \widehat{Q}_m \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

식(8)의 전파계수  $\lambda_m$ 과 특성임피던스  $Z_{hm}$ 의 근사값은 아래 驚尾<sup>20)</sup> 식을 이용하여 계산된다.

$$\lambda_m \approx \frac{s}{c_m} \left[ 1 + \frac{1}{(1-m)z} + \frac{1}{2(1-m)^2 z^2} - \frac{1-22m+m^2}{8m(1-m)^3 z^3} \right] \quad (9)$$

$$Z_{hm} \approx \frac{\rho C_m}{A} \left[ 1 + \frac{1}{(1-m)z} + \frac{1}{2(1-m)^2 z^2} - \frac{1-2m+m^2}{8m(1-m)^3 z^3} \right] \quad (10)$$

여기서,  $m = \frac{r_1}{r_2}$ ,  $z = \sqrt{\frac{r_2^2 \cdot s}{v}}$ ,  $r_1$ 은 튜너의 외경,  $r_2$ 는 호스의 내경이다.

이제 식(2), (5), (8)에 식(1)의 경계 및 구속조건을 적용하면 튜너 내장 조향호스에 대한 아래의 식(11)을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{Z_m} & 0 \\ -\frac{1}{Z_m} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \hat{P}_i \\ \hat{Q}_i \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$= \begin{bmatrix} \Delta_{11} & \Delta_{12} \\ \Delta_{21} & \Delta_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \hat{P}_i \\ \hat{Q}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{P}_o \\ \hat{Q}_o \end{bmatrix}$$

$$\frac{1}{Z_m} = \frac{Q_m}{P_m} = -\frac{M_{21}}{M_{22}} = \frac{\tanh(\lambda_m L_1)}{Z_{hm}}$$

고압호스의 끝단에 스톱밸브를 설치할 경우,  $\hat{P}_o = \frac{1}{K_o} \hat{Q}_o$ 이므로, 식(11)로부터 다음의 전달함수를 얻게 된다.

$$\frac{\hat{P}_o}{\hat{P}_i} = \frac{\Delta_{11}\Delta_{22} - \Delta_{12}\Delta_{21}}{\Delta_{22} - \Delta_{12}K_o} \quad (12)$$

### 3. 실험

#### 3.1 실험장치

Fig. 3은 조향호스 실험 장치의 모습이다. 실험 장치는 상용 조향 펌프(날개 수 10개의 베인 타입), 오일탱크, DC 모터, 냉각장치(cooler), 리턴 펌프와 압력센서(pressure transducer)등으로 구성된다. 주요 부품의 제원은 아래와 같다.

- DC 모터: 7.5kW, 4,000rpm
- 조향펌프: 10.5cc/rev
- 압력조절밸브: 150bar, 42lpm
- 압력센서: 압전 타입, 50psi, 100mV/psi

오일탱크는 캐비테이션 방지를 위해 조향펌프의 입구보다 높이 설치되었다. 온도계(thermometer)와 냉각기를 이용하여 실험 중 작동유의 온도는 40°C ~ 50°C를 유지하였다. 펌프의 회전속도는 인디케이터에 표시되며, 인버터와 연결된 조그(jog) 다이얼로 제어된다. 조향호스 입, 출구의 압력은 정밀한 계측을 위해 동압력 센서를 사용하였으며, 노이즈 방지를 위해

실드(shield) 케이블을 사용하였다. 계측장치는 Labview 프로그램과 NI사의 I/O 보드로 구성하였다. 펌프의 평균 토출압력은 릴리프 밸브에 의해 실제 자동차의 조향 시스템 압력인 70bar를 유지하였으며, 조향 호스의 끝단에는 스톱밸브를 장착하여 유량 및 부하를 조정하였다. 실험은 조그 다이얼을 조작하여 약 2분에 걸쳐 서서히 펌프 회전속도를 3,000rpm부터 0rpm까지 변화시키며 Fig. 4와 같이 맥동 압력을 측정 후 FFT로 주파수계 데이터로 변환하였다. 본 실험에 사용된 조향 오일의 물성치는 Table 1과 같다.

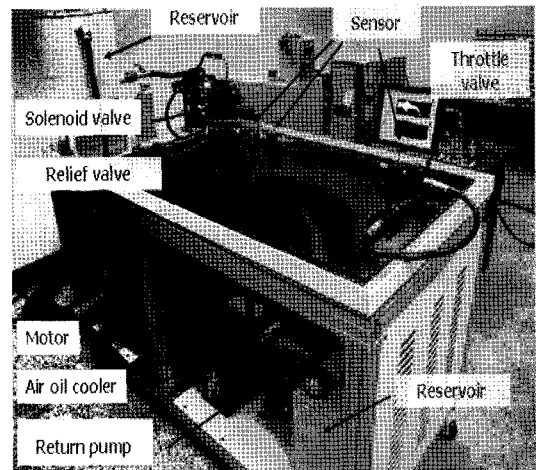


Fig. 3 Overview of experimental apparatus

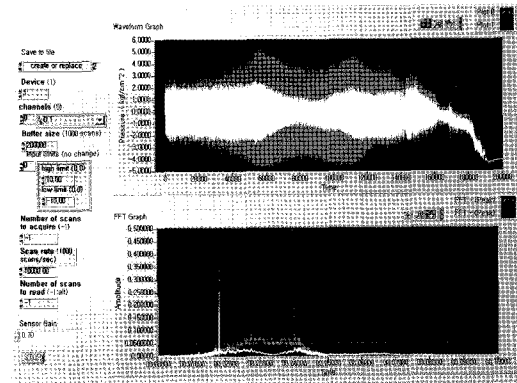


Fig. 4 LabVIEW front panel for test

Table 1 Properties of steering oil

Vendor	GS Caltex
Model	PSF-4, SAE75W
Kinematic viscosity	23.4cSt at 40°C 5.8cSt at 100°C
Viscosity index	20.9
Specific gravity	0.86
Density	860 kg/m <sup>3</sup>
Bulk modulus	18,500 kg/cm <sup>2</sup>

3.2 음속측정

이론식에서 살펴보았듯이, 튜너 내장 조향호스 모델의 핵심적인 매개변수는 튜너의 음속( $c$ ), 호스의 음속( $c_h$ ), 분기관의 음속( $c_m$ )이다.

본 연구에서는 3점 압력계측-주파수 계열 음속계측법<sup>15)</sup>과 상호상관법(cross-correlation method)<sup>20)</sup>을 사용하여 그 결과를 비교하였다. Fig. 5는 3점 압력계측-주파수 계열 음속 계측법의 개략도로서 Fig. 3의 실험 장치에 구성하였다.

3점 압력계측-주파수 계열 음속 계측법은 대상 호스의 음속을 Fig. 5의 #3와 #4 지점의 압력신호로 직접 측정하는 대신, 참고강체관(reference metal pipe)을 이용하여 #1, #2, #5 지점의 압력신호로부터 간접 계산하는 방식이다. 이 방법은 짧은 시간에 단 한 번의 계측으로 전 주파수 범위의 음속을 계측할 수 있으나, 정확한 실험 장치 구성이 어렵다. 압력 센서의 노이즈가 없어야 하며,  $L_1, L_2$ 의 길이와  $L_1, L_2, L_3$ 의 직경이 같아야 한다. 그리고 스톱밸브의 위치가 Fig. 5의 #5의 압력센서에 매우 근접하도록 위치시켜야 한다.

한편 상호 상관법을 이용한 음속 측정은 감쇠나 산란이 수신신호를 크게 분산시키지 않는 조건에서 사용된다. 두 신호의 상호상관함수는 다음과 같이 정의된다.

$$R_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} P_1(t)P_2(t+\tau)dt \quad (14)$$

Fig. 5의 #2, #5에서 측정한 압력 맥동 신호를 이용하여 실험 관로의 파동 전파의 시간지연  $T_{12}$ 는 아래 식 (15)로 구해진다.

$$T_{12} = \tau_{R_{12-\max}} \cdot \Delta t \quad (15)$$

본 연구에서는 실험 측정한 데이터를 MATLAB 함수인 Crosscor에 의해  $\tau_{R_{12-\max}}$  값을 구하였고, 실험 관로의 길이  $L$ 을 이용하여 음속을 아래 식 (16)으로 계산하였다.

$$c = \frac{L}{T_{12}} \quad (16)$$

음속은 금속관로, 호스, 튜너, 이중벽 분기관의 샘플을 대상으로 각각 측정하였다. 샘플의 길이는, 현대자동차 NF소나타의 조향호스의 길이인 40cm로 하였고, 관로 끝단의 스톱밸브는 잠금 상태였다.

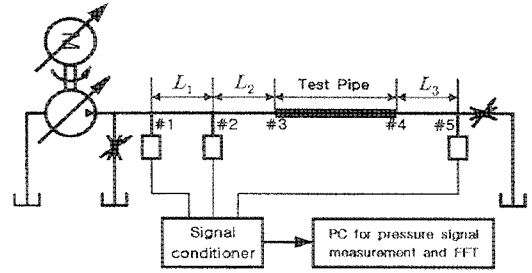


Fig. 5 Layout of experimental apparatus for the sonic speed using 3-points pressure measurement in frequency domain

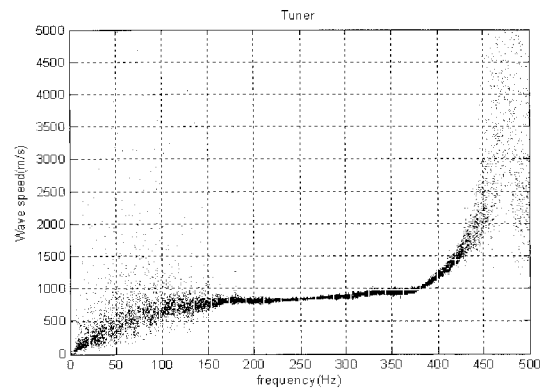


Fig. 6 Wave speed in tuner measured by 3-points pressure measurement in frequency domain

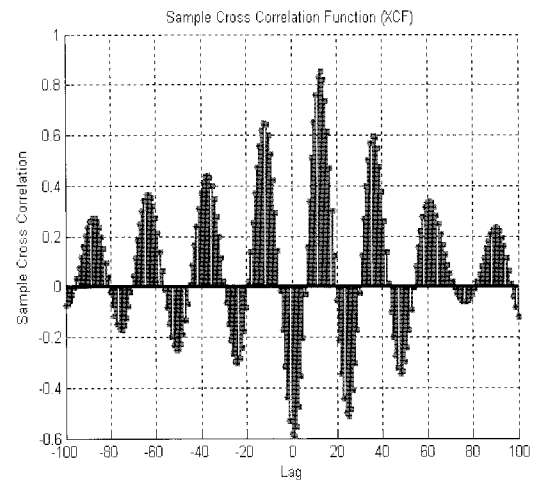


Fig. 7 Cross-correlation results of hose

Table 2 Comparison of sonic speeds (unit: m/s)

	Three Points Method	Cross-Correlation Method
Pipe	1,200	1,230
Hose	300	307
Tuner	800	800
Branch	250	266

Fig. 6과 Fig. 7은 실험 결과의 예로서, 3점 압력계측-주파수 계열 음속 계측법에 의한 튜너의 음속 측정과 상호 상관법에 의한 호스의 상호상관함수의 측정 결과를 각각 보여준다.

Fig. 6에서 보듯이 튜너의 음속은 370Hz이하에서 약 800m/s로 유지되다가 그 이상의 주파수에서는 급격히 증가하였다. 이것은 강만곤과 이일영<sup>15)</sup>의 연구에서도 나타난 현상으로서 유효 주파수 영역을 벗어난 계측오차로 판단된다. 3점 압력계측-주파수 계열 음속 계측법과 상호 상관법에 의한 음속 측정 결과는 Table 2에 나타내었다. 3점 압력 계측법의 유효 영역에서의 음속과 상호 상관법을 이용한 음속 값을 비교해 보면 큰 차이가 없음을 알 수 있으며, 본 연구의 시뮬레이션에는 상호 상관법 데이터를 사용하였다

#### 4. 결과 및 분석

##### 4.1 단일 관로

Fig. 8~Fig. 11은 각각 금속 관로, 호스, 튜너, 이중벽 분기관을 대상으로 한 실험 및 시뮬레이션 결과이다. 실험과 시뮬레이션 결과는 유사하며, 특히 500Hz 이하의 주파수 영역에서는 거의 일치하고 있음을 보여준다.

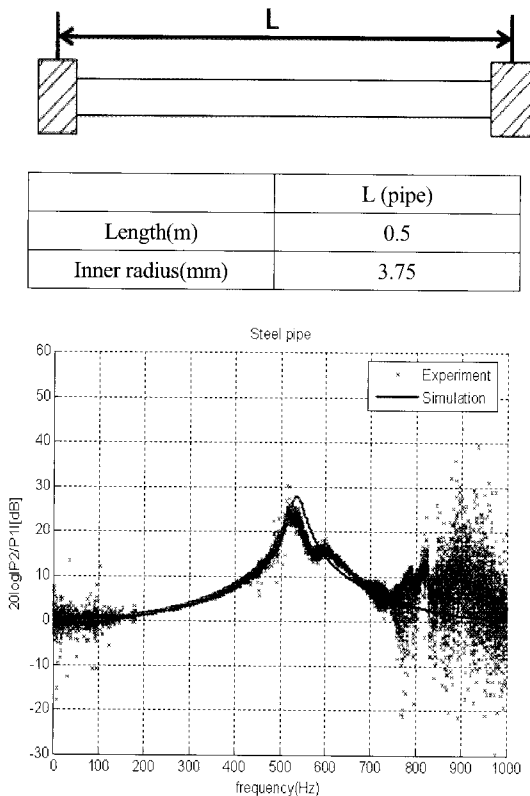


Fig. 8 Experimental and simulation results of steel pipe

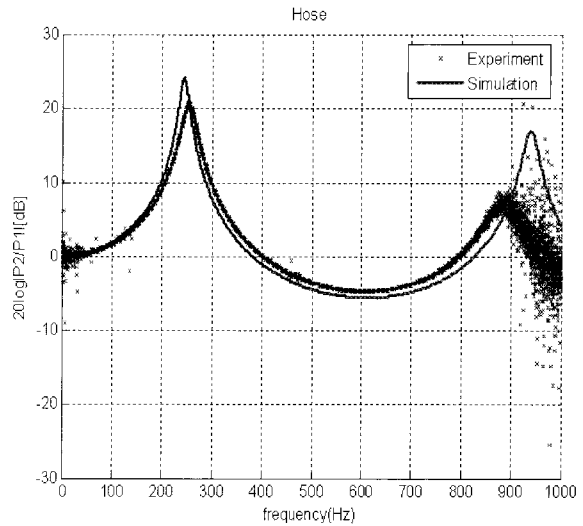
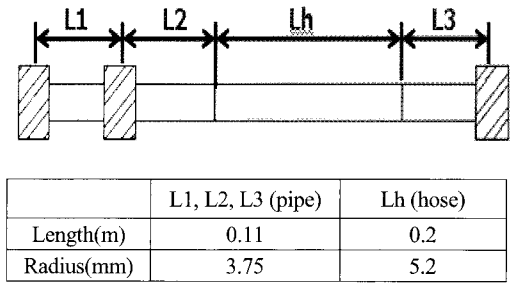


Fig. 9 Experimental and simulation results of hose

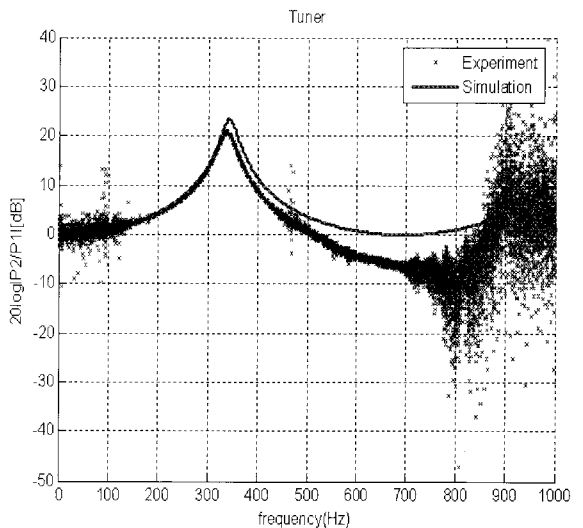
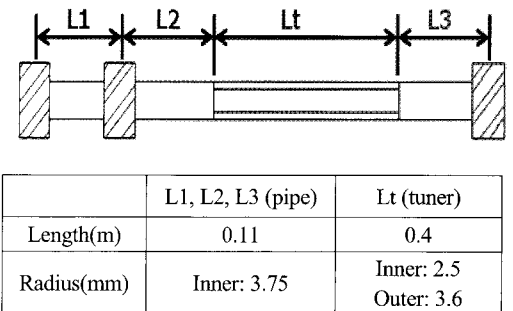


Fig. 10 Experimental and simulation results of tuner

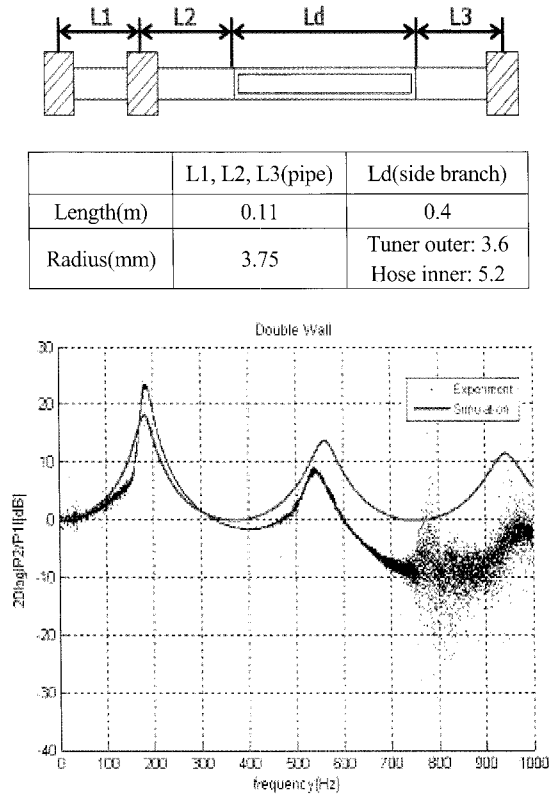


Fig. 11 Experiment and simulation result of side branch

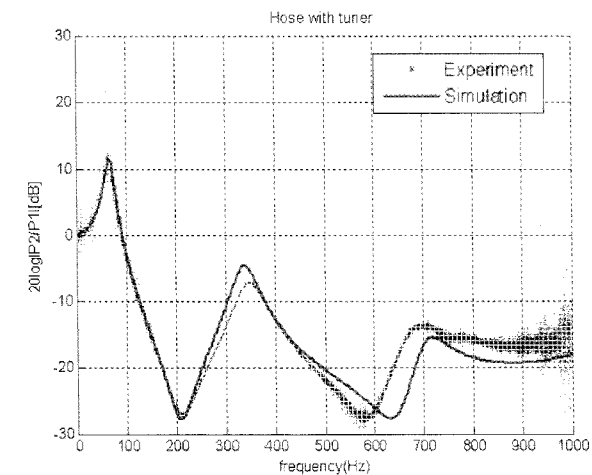
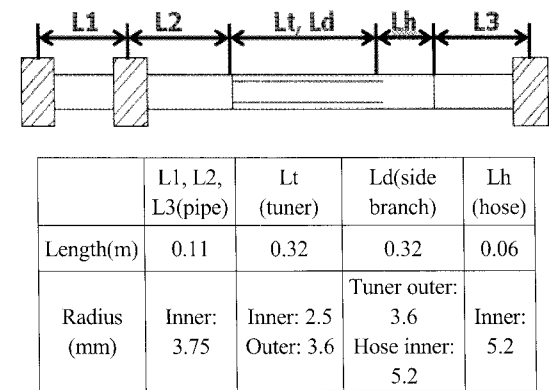
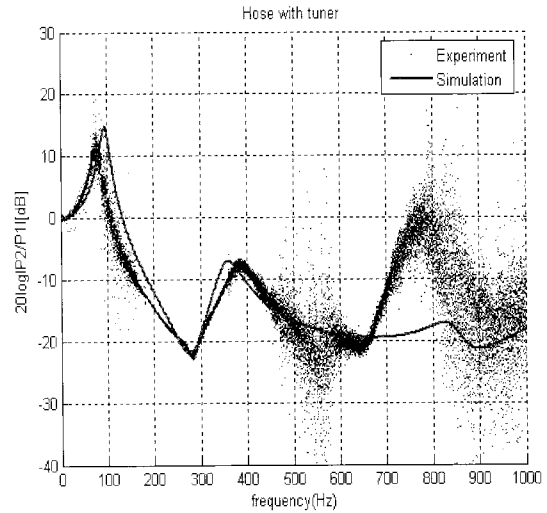
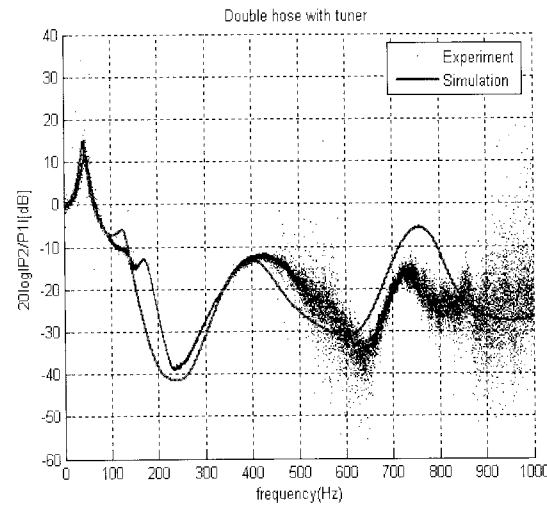


Fig. 12 Experiment and simulation result of Steering hose containing tuner



(a) For the case of  $L_t = 0.25m$



(b) For the case of  $L_t = 0.37m$

Fig. 13 Test results for different tuner length

매개변수 민감도분석(sensitivity analysis)의 한 예로서, Fig. 13은 튜너길이 변화에 따른 결과이다. Fig. 13(a)는 튜너 길이  $L_t = 0.25m$ 일 때이며, Fig. 13(b)는  $L_t = 0.37m$ 일 때의 결과이다. Fig. 12와 Fig. 13을 비교해 보면, 튜너 길이가 길수록 150~200Hz(엔진회전속도 900~1,200rpm)의 아이들 영역에서 맥동 감쇠효과가 큰 것을 알 수 있다.

### 4.3 튜너 내장 조향호스의 직렬연결

실제 차량에서는 튜너 내장 조향 호스를 금속관로의 전,후에 각각 직렬로 연결하여 복수로 사용한다. Fig. 14에서 보듯이 튜너가 호스에 삽입되는 위치에 따라 호스의 입구에 설치되면 순방향(positive direction), 호스의 출구에 설치되면 역방향(inverse direction)이다. 실제 NF소나타 차량에 적용된 조향

호스는 순방향-순방향(positive- positive direction)이었으나, 본 연구에서는 순방향-역방향 조합과 역방향-역방향 조합도 살펴보았다. Fig. 15는 그 결과이다.

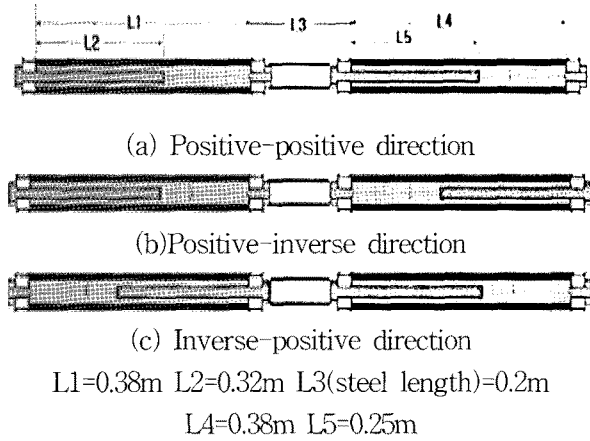


Fig. 14 Series connections of steering hoses containing tuner

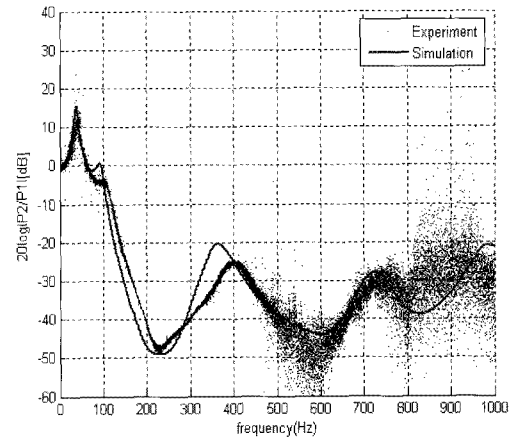
단독 튜너 내장 호스의 경우인 Fig. 12와, 복수 직렬 연결한 경우인 Fig. 15의 결과를 비교해 보면, 단독일 때보다 복수 연결하여 사용할 때, 100Hz 이상의 영역에서 압력 맥동의 감쇠효과가 우수한 것을 알 수 있다. 그리고 3가지 조합의 경우에는 순방향-순방향 조합이 가장 우수한 감쇠성능을 보였다.

### 5. 결 론

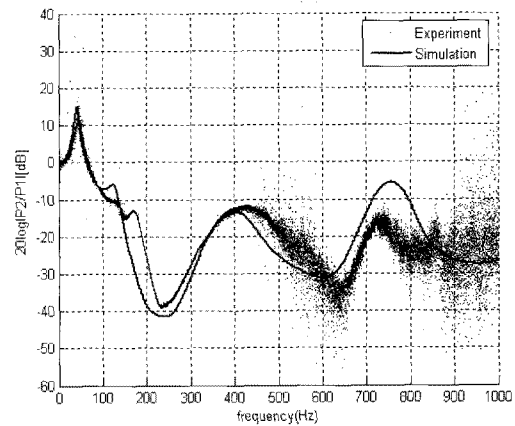
본 연구에서는 자동차의 유압식 조향시스템에 사용되는 튜너 내장 조향호스의 실용적 해석 모델과 실험 방법을 제시하였다. 노이즈와 유온 변화에 영향을 받지 않고 단 시간에 전 주파수 영역의 실험을 마칠 수 있는 전용 장치를 제작하였으며, 본 연구에서 제시한 해석 모델을 이용하여 튜너 내장 조향 호스의 주사용 목적인 엔진 아이들 속도 영역에서의 맥동감쇠를 예측할 수 있음을 실험을 통해 뒷받침하였다. 해석 모델의 주요 매개변수인 금속관로, 호스, 튜너, 이중벽 분기관을 3점 압력계측-주파수 계열 음속 계측법과 상호 상관법으로 계측한 결과는 서로 유사하였다. 이는 실험장치 구성이 보다 쉬운 상호상관법의 실용적 활용이 가능함을 보여준다.

튜너 길이변화에 따른 민감도 해석 및 실험 결과, 튜너 길이가 길수록 150~200Hz(엔진회전속도 900~1,200rpm)의 아이들 영역에서 맥동 감쇠효과가 큰

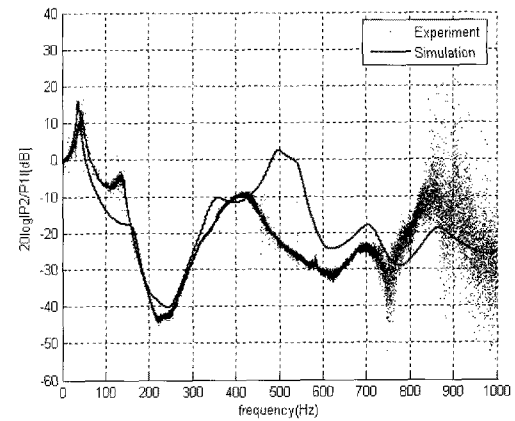
것으로 나타났다. 아울러 복수 조향호스의 3가지 조합의 경우 중, 순방향-순방향 조합의 감쇠성능이 가장 우수한 것으로 판명되었다.



(a) Positive-positive direction



(b) Positive-inverse direction



(c) Inverse-positive direction

Fig. 15 Experiment and simulation result of Double hose with tuner

### 후 기

이 연구는 지식경제부·한국 산업기술 평가원 지정



계명대학교 전자화 자동차 부품 지역혁신센터의 지원에 의한 것입니다. 연구에 많은 도움을 준 부경대 이일영 교수님께 감사드립니다.

### 참고 문헌

- 1) 이재천, 정용승, 김진홍, “조향계 유압 시미댐퍼의 성능해석 프로그램 개발”, 한국자동차공학회논문집, Vol. 12, No. 1, pp. 174~183, 2004.
- 2) Gerard T. Klees, Attenuating Device, U.S. Patent, No. 3,323,305, 1967.
- 3) M. C. Hasting. and C. C. Chen, “Analysis of Tuning Cable for Reduction of Fluidborne Noise in Automotive Power Steering Hydraulic Lines”, SAE Paper, No. 931295, pp. 277~295, 1993.
- 4) S. Nagata, “Simulation of Resonator Hose”, Proceedings of the JHPS, pp. 129~132, 1993.
- 5) K. Hattori, M. Yamada, K. Haga and K. Saitou, “Pulsation Attenuation Characteristics Analysis of Flexible Hose with Spiral Tube Insert”, Proc. JHPS, pp. 9~12, 1994.
- 6) S. Wahino and T. Konishi, “Research on Wave Phenomena in Hydraulic Lines (11th Report, Harmonic Wave in Coaxial Double Pipes)”, Bull. JSME Vol. 28, pp. 1409~1415, 1985.
- 7) 小嶋英一, 一柳隆義, 木村敬和, “パワーステアリング用スパイラルチューブ入りホースの脈動減衰特性”, 日本フルードパワーシステム學會論文集, 第27卷, 第6号, pp. 98~105, 1996.
- 8) 小嶋英一, 小川貴章, 徐經洪, “自動車油壓式パワーステアリング用レゾネータホースの最適化設計”, 日本フルードパワーシステム學會論文集, 第33卷, 第6号, pp. 16~23, 2002.
- 9) J. Yu, F. Johnson, F. Iwami and N. Verrecchia, “Experimental Evaluation for Fluidborne Noise Attenuation in Tuning Cables and Hoses of Automotive Power Steering Hydraulic Systems”, SAE Technical Paper Series, 1999-01-1777, 1999.
- 10) J. E. Drew, D. K. Longmore and D. N. Johnston, “Theoretical Analysis of Pressure and Flow Ripple in Flexible Hoses Containing Tuners”, Proc. Instn. Mech. Engineers, Vol. 212, Part I, pp. 405~422, 1998.
- 11) 小嶋英一, 一柳隆義, “ISO/CD15086-2に定める[剛體管路内流體中の音速の測定法]の精度に關する實驗的檢討”, 日本油空壓學會論文集, 第31卷, 第2号, pp. 20~27, 2000.
- 12) D. N. Johnstone and K. A. Edge, “In-Situ Measurement of the Wave Speed and Bulk Modulus in Hydraulic Lines”, Proc. Instn. Mech. Engineers, Vol. 205, Part I, pp. 191~197, 1991.
- 13) D. N. Johnstone, D. K. Longmore, and J. E. Drew, “A Technique of Measurement of Transfer Matrix Characteristics of Two-Port Hydraulic Components”, Fluid Power Systems and Technology, ASME Collected Papers, 1994.
- 14) J. Yu and E. Kojima, “Methods for Measuring The Speed of Sound in The Fluid in Fluid Transmission Pipes”, SAE Tech. Paper Series, 2000-01-2618, 2000.
- 15) 강만근, 이일영, “점탄성 유체 전송 관로에서의 주파수 계열 음속 계측법 개발”, 유공압시스템학회 2006 춘계학술대회논문집, pp. 145~150, 2006.
- 16) 김도태, 이종만, “자동차 동력조향용 유압호스의 압력맥동 감쇠특성”, 한국공작기계학회지, 제7권, 제3호, pp. 22~28, 1998.
- 17) 전승경, 신재운, 황호준, “유압식 자동차 동력조향장치 고압호스가 실내소음으로 미치는 영향의 주파수 분석을 통한 연구”, 한국소음진동공학회 논문집, 제13권, 제2호, pp. 108~115, 2003.
- 18) F. T. Brown, “Step Response of Liquid Lines with Frequency-Dependent Effects of Viscous Fluid”, J. of Basic Engineering, Vol. 8, pp. 504~510, 1965.
- 19) A. K. Trikha, “An Efficient Method for Simulating Frequency-Dependent Friction in Transient Liquid Flow”, Trans ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 97, No. 97-105, 1975.
- 20) 鷲尾他, “油壓管路にける波動現象の研究”, 日本機械學會論文集(B編), 第52卷, 第473号, pp. 18~24, 1986.
- 21) J. Yu, Z. Chen and Y. Lu, “The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems”, Trans. ASME, J. Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 116, pp. 146~150, 1994.