

유전자 알고리즘을 이용한 SUSPENSION SEAT SYSTEM의 진동 승차감 최적화

박선균* · 최영휴** · 최현오*** · 배병태*

Vibration Ride Quality Optimization of a Suspension Seat System Using Genetic Algorithm

S. K. Park, Y. H. Choi, H. O. Choi, and B. T. Bae

Key Words: Suspension Seat(서스펜션 시트), Damping Test(감쇠진동 시험), Vibration Ride Quality(진동 승차감), Optimization(최적화), Genetic Algorithm(유전자 알고리즘)

Abstract

This paper presents the dynamic parameter design optimization of a suspension seat system using the genetic algorithm. At first, an equivalent 1-D.O.F. mass-spring-damper model of a suspension seat system was constructed for the purpose of its vibration analysis. Vertical vibration response and transmissibility of the equivalent model due to base excitations, which are defined in the ISO's seat vibration test codes, were computed. Furthermore, seat vibration test, that is ISO's damping test, was carried out in order to investigate the validity of the equivalent suspension seat model. Both analytical and experimental results showed good agreement each other. For the design optimization, the acceleration transmissibility of the suspension seat model was adopted as an object function. A simple genetic algorithm was used to search the optimum values of the design variables, suspension stiffness and damping coefficient. Finally, vibration ride performance test results showed that the optimum suspension parameters gives the lowest vibration transmissibility. Accordingly the genetic algorithm and the equivalent suspension seat modelling can be successfully adopted in the vibration ride quality optimization of a suspension seat system.

1. 서론

건설용 중장비, 농기계 및 트럭, 버스 등과 같은 차량은 험로(off road)나 열악한 도로상태에서 운행되는 경우가 빈번하므로 운행 중에 과도한 진동이 탑승객에게 전달되어 승차감을 크게 저하시킬 수 있다. 이 때문에 최근에는 서스펜션 시트를 이용하여 승차감 향상을 도모하고 있다. 그런데 서스펜션 시트를 설계·개발하는 과정을 보

면 대개의 경우 경험에 의한 시행착오적인 방법으로 설계변수를 결정하거나, 다수의 시제품을 제작하여 ISO나 SAE 등에서 설정한 각종 진동시험 기준^[1,2]에 따른 여러 차례의 직접적인 시험을 거쳐 제품을 개발하고 있는 실정이어서 초기 개발비용 부담이 가중되고 개발기간이 장기간 소요된다. 그러므로 본 연구에서는 유전자 알고리즘을 이용하여 스프링과 감쇠기의 동적 파라미터를 최적설계함으로써 서스펜션 시트 시스템의 진동 승차감을 최적화 하고자 한다. 또한 이를 위하여 서스펜션 시트 시스템을 등가의 수직방향 1자유도 질량-스프링-감쇠기 모델을 제안하고 이 모델에 대한 진동응답과 승차감을 해석한다. 그리고 이 모델의 타당성 검증하기 위하여 실제 시제품을 제작하여 여러 가지 스프링 상수와 감쇠계수

* 창원대학교 대학원

** 창원대학교 기계설계공학과

*** 한국기계연구원

에 대하여 ISO 시트 진동시험기준에 의거한 진동 시험을 수행하고 이론적 해석결과와 비교한다.

2. 서스펜션 시트 시스템의 진동해석

2.1 서스펜션 시트 시스템의 모델링

Fig. 1은 본 논문에서 연구 대상으로 하는 공압 시트 서스펜션의 개략도이다. 이 시트 서스펜션의 상하운동 기구는 평행기구(parallel mechanism)로 되어 있는데, 승객이 탑승한 상태에서 기초가 진을 받으면 이 평행기구는 상하로 움직이면서 탑승객에게 전달되는 진동과 충격을 절연시키거나 완화시키는 역할을 한다.

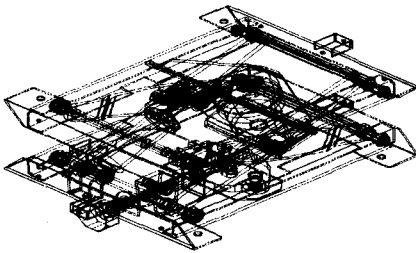


Fig. 1 Schematic of a pneumatic suspension seat

서스펜션 시트 시스템의 진동해석을 위하여 승차감에 가장 큰 영향을 미치는 상하진동만을 고려하여 Fig. 2에서 보인 것처럼 기초 가진을 받는 1 자유도계 등가 모델로 구현하였다. 이 등가 모델에서 질량값 m_{eq} 은 시험인체(탑승객)의 무게 m_{tp} 와 시트 조립체의 무게 m_{seat} 를 합한 값이다.

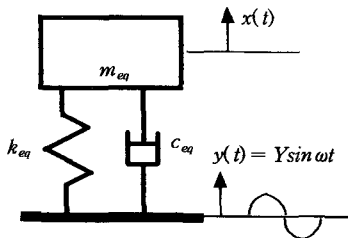


Fig. 2 1-D.O.F. suspension seat model under base excitation

위의 1자유도계 진동모델에 대한 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.^[3]

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}(\dot{x} - \dot{y}) + k_{eq}(x - y) = 0 \quad (1)$$

위 식을 x 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = k_{eq}Y\sin\omega t + c_{eq}\omega Y\cos\omega t \quad (2)$$

2.2 등가강성계수 및 등가감쇠계수

위 Fig. 2의 진동해석 모델의 등가 강성계수 k_{eq} 와 등가 감쇠계수 c_{eq} 는 Fig. 3에 보인 시트 서스펜션의 2차원 평면기구 모델에서 구한다.

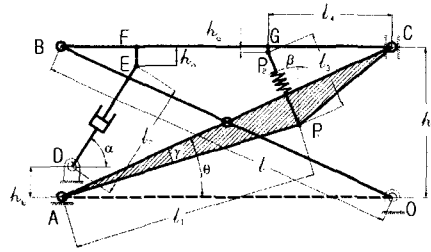


Fig. 3 Planar kinematic model of the suspension mechanism

Fig. 3의 시트 서스펜션 기구 모델에서 시트의 상하운동에 따라 높이 h 가 변동하게 되면 스프링과 감쇠기의 설치각도가 변동하므로 수직방향의 등가 스프링 상수 값과 등가 감쇠 값도 변동하게 된다.

먼저 등가 스프링 상수 값은 Fig. 3에서 기하학적인 관계에 따라 다음과 같이 구해진다.

$$k_{eq} = k_{ps}\cos\beta \quad (3)$$

여기서 k_{ps} 는 스프링 요소의 강성계수이며, β 는 스프링이 수직방향과 이루는 각도로서 다음 관계식으로 표현된다.

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{l_4 - [l_2\cos\theta - l_1\cos(\theta - \gamma)]}{(l_1\sin\theta - h_g) - l_1\sin(\theta - \gamma)}\right) \quad (4)$$

여기에서 l 은 \overline{OB} 와 \overline{AC} 의 길이, l_1 은 A점

과 P_1 점 사이의 거리, l_4 은 C 점과 P_1 점간의 수평거리, h_g 은 G 점에서 P_2 점까지의 수직거리, θ 는 \overline{OA} 와 \overline{AC} 가 이루는 각도이고, γ 는 $\overline{AP_1}$ 과 \overline{AC} 사이의 각도이다.

마찬가지로, Fig. 3에서 기하학적 관계에 따라 감쇠기의 수직방향 등가 강성계수 c_{eq} 은 다음과 같이 계산된다.

$$c_{eq} = c_{sa} \sin \alpha \quad (5)$$

여기서 c_{sa} 는 감쇠요소의 감쇠계수이며, α 는 감쇠기와 수평면이 이루는 각도로서 다음 식과 같이 표현된다.

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{l \sin \theta - (h_b + h_h)}{l_2} \right) \quad (6)$$

여기에서 l_2 는 감쇠기의 길이, h_b 는 A 점과 D 점 사이의 수직거리, h_h 는 E 점과 F 점간의 거리이다.

식 (3)과 (5)의 k_{eq} 와 c_{eq} 는 시트의 운동, θ 의 함수로 표시된다. 그러나 선형화 해석을 위하여 시트의 표준자세각도 θ^* 값에서의 1차도함수로 선형화 시킨 값을 사용하였다.

2.3 기초가진 응답 해석

운동방정식 (2)에서 기초가진에 대한 계의 응답은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$x(t) = e^{-\zeta \omega_n t} \left\{ x_0 \cos \omega_d t + \frac{\dot{x}_0 + \zeta \omega_n x_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right\} + \frac{Y \sin(\omega t - \phi_1)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} + \frac{2\zeta r Y \cos(\omega t - \phi_1)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (7)$$

여기서 ζ 는 감쇠비, x_0 는 초기변위, \dot{x}_0 는 초기속도, ω 는 진동수, Y 는 기초가진의 진폭이고, 고유진동수 $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}}$, 감쇠고유진동수

$\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$, 진동수비 $r = \omega/\omega_n$, 위상각 $\phi_1 = \tan^{-1}(2\zeta r/(1-r^2))$ 이다.

식(7)에서 서스펜션 시트 등가 모델의 최대가속도 전달율 $T(f_r)$ 은 다음식과 같이 구해진다.

$$T(f_r) \equiv \left(\frac{a_s}{a_p} \right)_{r=1} \equiv \omega^2 (X/Y) = \frac{\sqrt{1+4\zeta}}{2\zeta} \quad (8)$$

3. 유전자 알고리즘을 이용한 최적화

3.1 설계변수와 목적함수

유전자 알고리즘을 이용한 최적화에서 최적화할 설계변수는 k_{ps} 와 c_{sa} 이며, 각각의 정의영역과 정밀도를 고려해서 총 길이 37의 이진 스트링(binary string)으로 암호화(encode)하였다. 목적함수는 공진시 가속도 전달율, $T(f_r)$ 가 최소가 되도록 다음 식(9)와 같이 설정하였다.

$$f(k_{ps}, c_{sa}) = \text{Min} \left\{ \frac{a_s(f_r)}{a_p(f_r)} \right\} \quad (9)$$

유전자 알고리즘에 사용된 입력 값들은 Table 1에 정리하였다. 구속조건은 Table 1에 정리한 것처럼 스프링 상수는 $1\text{kN/m} \leq k_{ps} \leq 1\text{MN/m}$ 으로 설정하였으며, 감쇠계수는 $100\text{N} \cdot \text{s/m} \leq c_{sa} \leq 100\text{kN} \cdot \text{s/m}$ 으로 설정하였다.

Table 1 Input parameters of genetic algorithm

Parameters	Value	
Link length, l	320mm	
Sprung mass, m_{eq}	m_{tp}	75kg
	m_{sea}	2kg
Base excitation, Y	0.030m	
Constraint of k_{ps}	1000~1000000	
Constraint of c_{sa}	100~100000	
Population Size	30	
Crossover rate	0.9	
Mutation rate	0.001	
Maximum generation	100	
Length of binary string	37	

3.2 최적설계 결과

위의 입력값에 대한 최적화 결과는 Table 2와 같다. Table 2로부터 최적 스프링상수는 약 38000N/m이고 최적 감쇠계수는 약 8000N·s/m임을 알 수 있다.

Table 2 Summary of optimization results

Terminated generation	Optimized k_{ps} [N/m]	Optimized c_{sa} [N·s/m]
89	38575	8070.1

Fig. 4는 최적화 과정에서의 적합도 선도를 나타낸다. 최적설계결과를 검토하기 위하여 Table 2의 최적 설계변수에 대하여 서스펜션 시트 시스템의 감쇠진동 시험 시뮬레이션^[4]을 수행한 결과는 Table 3과 같다.

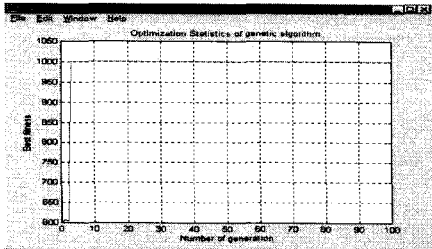


Fig. 4 Best fitness versus generation

Table 3 Damping test simulation results for the optimum designed suspension seat system

f_r	$a_p(f_r)$	$a_s(f_r)$	$T(f_r)$
2.50Hz	4.35 m/s^2	5.26 m/s^2	1.21

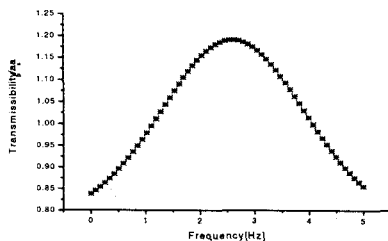


Fig. 5 Computed acceleration transmissibility of the damping test simulation for the optimized seat system

Table 3에서 서스펜션 시트 시스템의 공진 주파수 f_r 은 2.5Hz이고, 공진 주파수에서의 최대 가속도 전달율 $T(f_r)$ 은 1.21이 나왔다. Fig. 5는 주파수변화에 따른 가속도 전달율을 나타낸다.

4. 서스펜션 시트 시스템의 감쇠진동시험

4.1 시험장치구성

본 연구에서는 3절에서의 유전자 알고리즘을 이용하여 계산된 최적설계 변수의 타당성을 검증하기 위하여 실제 시제품을 제작하였으며 ISO 기준^[1, 2]에서 규정하는 감쇠진동시험을 수행하였다.

정확한 실험을 위하여 실제 최적설계된 스프링상수와 감쇠계수를 갖는 공기 스프링과 감쇠기를 사용하여야 하나 공기 스프링의 특성상 스프링상수는 공기 스프링내부의 압력조건에 따라 변하므로 이를 최적설계 스프링 상수로 정확히 맞추기는 매우 힘들다. 따라서 본 연구에서는 특정압력조건들에서 서스펜션 시트 시스템의 등가 스프링상수와 등가 감쇠계수를 구하고 이에 따른 가속도 전달율을 구하여 이론적인 해석결과와 비교하였다. 감쇠진동 시험에서는 특정한 주파수대역의 정현파 입력을 이용하여 가진시험한 다음 각각의 가진조건에서 측정되는 수직가속도 응답과 가속도 전달율을 진동허용기준과 비교한다.

시트 시스템의 감쇠진동 시험장치는 Fig. 6과 같이 구성하였다. 플랫폼의 정현파 가진을 위하여 Instron사의 피로시험기를 사용하였으며 플랫폼과 시트의 가속응답을 측정·분석하기 위하여 B&K사의 가속도계(Type 4370)와 다채널 신호분석기(Type 3550)를 사용하였다.

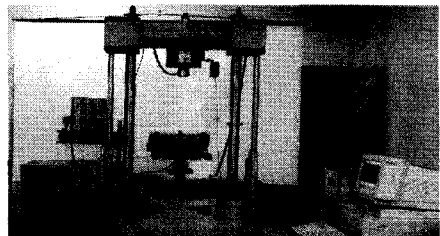


Fig. 6 Experimental setup for the seat damping test

Fig. 7은 시험장치의 구성도로서 75kg의 현가질

량(sprung mass)을 부착한 서스펜션 시트 시스템을 시험기에 장착하고 콘트롤러로부터 정현파 신호를 입력하여 액츄에이터를 통해 시험기를 작동시켜 서스펜션 시트 시스템의 플랫폼을 가진 시킨다. 그리고 플랫폼과 시트에 부착된 가속도계 신호로부터 실시간 FFT를 이용하여 유효가속도(rms acceleration level) 응답을 측정하였다.

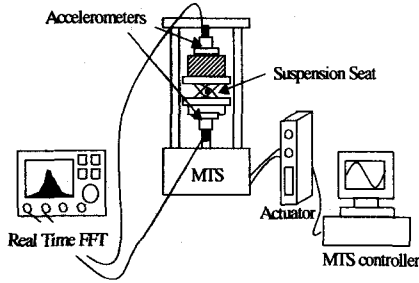


Fig. 7 Measurement and control equipment apparatus for the damping test

감쇠진동 시험을 위한 실험조건을 Table 4에 정리하였다. 현가질량은 75kg의 강체를 사용하였으며, 공기 스프링(air spring)의 압력조건을 각각 3.0bar, 3.5bar, 4.0bar으로 설정하였다.

Table 4 Test parameter setup for the damping test of a suspension seat system

Parameters		Value
l		320mm
m_{eq}	m_{tp}	75kg
	m_{seat}	2kg
Frequency sweep		0.5Hz→ 4.5Hz
Δf		0.05Hz
Exciting amplitude		0.030m(peak to peak)

Table 5는 각각의 압력조건에 대한 스프링 상수와 감쇠계수를 나타낸다. 가진시험의 주파수범위를 0.5Hz~4.5Hz로 설정하였으며 0.05Hz씩 증가시키면서 가진하였다. 그리고 플랫폼의 정현파 가진 진폭을 30mm(peak to peak)으로 설정하였다.

Table 5 Measured equivalent spring constant and damping coefficient of the suspension seat system

	Pressure [bar]		
	3.0	3.5	4.0
k_{ps} [N/m]	69800	61640	47086
c_{sa} [N·s/m]	1061	1050	1040

4.2 감쇠진동 시험결과

각각의 압력조건에 대한 시트 시스템의 최대가속도 전달을 측정결과는 Table 6과 같다.

Table 6 Measured acceleration transmissibility $T(f_r)$ at resonance frequency of a suspension seat system

air spring pressure	$a_p(f_r)$ (m/s^2)	$a_s(f_r)$ (m/s^2)	f_r (Hz)	max. $T(f_r)$	ISO's tran. lim.
3.0bar	8.60	14.09	3.9	1.69	1.5
3.5bar	4.24	6.32	3.5	1.49	
4.0bar	3.08	4.08	2.7	1.33	

Table 6의 측정결과로부터 공기 스프링의 압력을 4.0bar로 설정한 경우 최대 가속도 전달율이 1.33으로서 ISO에서 규정하는 시트 진동시험 허용조건을 만족하는 것을 알 수 있다.

5. 결과 검토 및 비교

실제 시트 시제품에 대한 감쇠진동시험측정결과와 이론적 시뮬레이션 결과 값들을 비교하면 Table 7과 같다.

Table 7 Comparison of the both measured and theoretical vibration transmissibilities of the prototype seat suspension system

	air spring		$a_p(f_r)$ [m/s^2]	$a_s(f_r)$ [m/s^2]	$T(f_r)$	f_r [Hz]
	pressure (bar)	K_{eq} (N/m)				
experiment	3.0	69800	8.6	14.09	1.69	3.9
	3.5	61640	4.24	6.32	1.49	3.5
	4.0	47086	3.08	4.08	1.33	2.7
simulation		38575	4.35	5.26	1.21	2.5

Table 7로부터 공기 스프링의 압력이 3.0bar와 3.5bar일 경우 스프링 상수는 각각 최적화된 스프

링 상수의 약 1.8배, 1.6배이고 가속도 전달율은 약 40%와 23%의 오차를 보임을 알 수 있다. 그러나 공기 스프링의 압력이 4.0bar일 경우 스프링 상수는 1.2배로써 가속도 전달율은 약 9.9%의 오차를 보이므로 이론적인 시험결과와 매우 근사함을 알 수 있다. Fig. 8은 서스펜션 시트 시스템 시제품의 감쇠 진동 실험에서 측정된 최대 가속도 전달율과 이론적으로 최적설계된 시트 시스템에 대한 이론적 가속도 전달율의 그래프를 비교하여 나타낸 그래프이다.

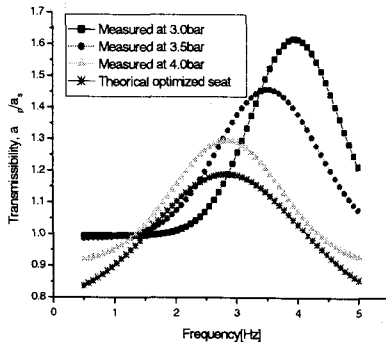


Fig. 8 Measured vibration transmissibility of the prototype seat and computed transmissibility of optimally designed seat

위의 그래프에서 보면 “*”으로 표시된 선도는 이론적으로 계산된 진동전달율 선도이고, ●, ■, ▲은 실제 가진시험에서 각각 공기스프링의 압력을 3.0bar, 3.5bar, 4.0bar 설정한 상태에서 측정된 진동전달율 선도이다. 이들 선도를 비교해보면, 먼저 공진 주파수는 이론적으로 최적설계된 시트에 비하여 실제 시제품의 감쇠 진동시험에서 측정된 값이 대체로 더 크게 나타나고 있다. 그러나 공기스프링의 압력을 4.0bar로 설정한 경우에는 측정된 최대 가속도전달율과 이론적인 최적설계 서스펜션의 계산된 가속도 전달율이 서로 근사하다. 따라서 공기 스프링의 스프링 상수가 최적화된 스프링 상수로 근사화됨에 따라 실제 시스템에 대한 가속도 전달율은 이론적인 가속도 전달율로 근사화됨을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 공압 서스펜션 시트의 동적설계 파라미터인 스프링상수와 감쇠계수를 최적설계하기 위하여 서스펜션 시트계를 1자유도 감쇠진동계로 모델링한 다음 유전자 알고리즘을 적용하여 기초가진에 의한 공진시의 가속도 전달율이 최소화되도록 등가 스프링상수와 감쇠상수를 설계하였다. 최적화된 설계변수의 타당성을 검증하기 위하여 서스펜션 시트에 대한 감쇠진동시험을 수행한 결과 최적설계된 변수값 부근에서 실험적 가속도 전달율이 최소값을 나타냄을 확인하였다. 따라서 본 연구에서 제시한 서스펜션 시트 시스템의 1자유도계 등가 모델링과 유전자 알고리즘이 서스펜션 시트 시스템의 진동 승차감 해석과 설계최적화에 매우 효과적으로 적용될 수 있음을 보였다.

참고문헌

- (1) International Organization for Standardization, 1994, ISO 7096: Earth-moving machinery - Laboratory evaluation of operator seat vibration
- (2) International Organization for Standardization, 1992, ISO 10326-1: Mechanical vibration - Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration.
- (3) Singiresu S. Rao, 1992, Mechanical Vibrations, 2nd ed., Addison Wesley, Inc.
- (4) 최영휴, 변훈석, 정호일, “”컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 서스펜션 시트의 진동해석 및 시험에 관한 연구”, KSME '99추계학회논문집 AI pp.916-921, 1999.11
- (6) 최영휴, 변훈석, 황종대, "차량용 Air Suspension Seat 개발: 1차년도 중간 보고서", 산업자원부, p.100, "1999.9
- (7) 최영휴, 박선균, 배병태, "AIR SUSPENSION SEAT SYSTEM 해석 및 설계 2차년도 최종 보고서", 산업자원부, p.100, "2000.10