한국소음진동공학회 2009년 추계학술대회논문집, pp.647~653

파라미터 해석을 통한 차량 성능 예측 기법 연구

Study on the Prediction Technique of Vehicle Performance using Parameter Analysis

김 기 창† · 김 찬 묵* · 김 진 택**

Ki-Chang KIM, Chan-Mook KIM and Jin-Taek KIM

Key Words : Design sensitivity factors(설계 기여 인자), Quality deviation(품질 산포), Frequency correlation equation(주파수 상관 관계식), Design Variable(설계 변수), Robust Design(강건 설계)

ABSTRACT

Taguchi parameter design is an approach to reducing performance variation of quality characteristic value in products and processes. Taguchi has used SN (Signal to Noise) ratio to achieve the appropriate set of operating conditions where variability around target is low in the Taguchi parameter design. This paper describes the prediction technique of vehicle performance using parameter analysis to reduce man hour and test development period as well as to achieve stable NVH performance. Design engineer could efficiently decide the design variable using parameter analysis database in early design stage. These improvements can reduce the time needed to develop better vehicles.

기 호 설 명

$\mathbf{x}$: 설계변수 벡터
$\mathbf{p}$: 시스템 파라미터 벡터
x_i^L: 설계변수의 하한값
x_i^U: 설계변수의 상한값
n : 설계변수의 개수
m : 제한조건의 수
$z_i(\mathrm{x}_i)$: 설계변수 x_i의 확률밀도함수

1. 서 론

차량의 충돌, NVH, 내구 상품성 향상 및 경량화 설계를 위하여 차량 개발 단계 다수의 설계 변경이 발생하고 있다. 종래 프로세스에서는 설계 변경에 따른 반복적인 해석 모델 구성을 통하여 성능을 예측해야 하기 때문에 개발 기간 단축에 어려움이 발생하고 있다. 또한 설계 초기 디자인 모델에 대한 기본 단면 LAY OUT 검토 및 HARD POINT 설정에 있어서 정확한 해석 모델 구성이 어렵기 때문에 성능 예측이 불가하며, 경쟁차 분석 또는 설계자의 직관에 의해 결정되고 있다.

선행 해석 프로세스에 대한 기술 동향 분석 결과 일본 T 사에서는 철저한 프론트 로딩에 의한 도면 품질 확보로 설계 변경을 최소화 하고 있으며, 디지털 차량 (DMU)에 의한 차량 성능 평가로 개발 기간 단축을 하고 있다. M 사에서는 CONCEPT 단계 개발 차종 이전 모델을 이용하여 디자인 검토 모델에 대한 HARD POINT 검토를 통한 설계 가이드를 제시하고 있다. [1]

또한 플랫폼 공용화 차종의 UPPER BODY 에 대한 MORPING 기법을 적용하여 SEDAN, SUV, WAGON, MINIVAN 에 대한 NVH 성능 대비 강성 해석을 실시하고 있다.

당사에서도 개발 기간 단축을 위하여 산포 유발 항목에 대하여 강건 설계를 위한 해석을 수행하고 있다. 또한 패키지/설계/해석/시험 협업을 통하여 설계 변경안에 대한 신속한 결정을 위하여 CATIA 모델과 이전 단계 해석 모델을 이용 동시 분석을 수행하는 신개념 프로세스가 검토되고 있다.

본 논문은 차체, 의장 및 샤시 시스템의 설계 변경에 따른 신속한 NVH 성능 예측 및 해석 신뢰성 확보를 위하여 상관성 분석을 통한 파라미터 설계 프로세스 연구에 관한 것이다.

파라미터는 설계 변수 (design variable)라고도 하며, 제품성능의 특성치에 영향을 주는 인자중에서 제어 가능한 인자를 의미한다. 파라미터 설계 (parameter design)는 이들 인자들의 최적 수준을 정해 주는 것을 의미한다. 파라미터 설계에서는 제품의 품질 변동이 노이즈 인자에 둔감하면서 목표 품질을 만족시키는 범위 내에서 가능한 비용이 적게 드는 조건이나 부품 등을 이용한다.

† 교신저자; 정회원, 현대자동차 해석기술팀
E-mail : 9362579@hyundai.com
Tel : (031) 368-5427, Fax : (031) 368-5818
* 국민대학교 자동차공학전문대학원
** 전북대학교 기계항공시스템공학부

본 논문은 파라미터 해석을 통한 차량 성능 예측 기법 연구에 관한 것으로, NVH 성능에 영향을 주는 주요 설계 파라미터 인자를 선정하고, 이를 플랫폼 대표 차종에 대한 해석을 통하여 상관 관계식을 도출하고자 한다.

2. 강건 설계

최적설계는 제한조건을 만족하면서 목적함수를 극한화 시키는 설계값을 찾아내는 설계기법이며, 최적설계를 통해 얻어진 값이 여러가지 산포 인자에 대하여 강건성을 가지려면 목적 함수의 강건성과 제한조건의 강건성을 동시에 가져야 한다.

목적함수의 강건성은 설계변수와 시스템 파라미터의 변동에 대하여 설계값에서의 목적함수값의 변동이 민감하지 않은 것이며, 제한조건의 강건성은 설계변수와 시스템 파라미터의 변동에 대하여 가능한한 제한조건을 위반하지 않고 가용영역에 존재하는 성질을 말한다.

설계변수의 수가 유한한 유한차원 최적설계 문제는 목적함수 $f(\mathbf{x},\mathbf{p})$ 와 제한조건 함수 $\mathrm{G}_j(\mathbf{x},\mathbf{p})$ 로 구성되며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{Minimize} \quad f(\mathbf{x},\mathbf{p}) \tag{1}$$

$$\text{Subject to} \quad \mathrm{G}_j(\mathbf{x},\mathbf{p}) \geq 0 \quad j=1,2,...,\mathrm{m}$$
$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \quad i=1,2,...,\mathrm{n} \tag{2}$$

최적설계문제를 풀어 얻은 최적값은 설계변수들의 변동을 고려하지 않은 확정론적 최적해이다.

2.1 강건성 지수

강건성 지수(Pr)는 강건설계를 위하여 개발되어진 지수이며, 제품성능의 분포인 시스템 확률밀도함수(ϕ(FR))와 강건성 가중함수(W(FR))의 곱을 설계범위에서 적분한 값이다.

$$P_r = \int_{FR^*-\Delta}^{FR^*+\Delta} W(FR)\phi(FR)dFR \tag{3}$$

여기서 Δ는 설계변동 범위, FR 은 기능적 요구이고, FR^*는 목표값이다. 시스템의 확률밀도함수는 제품의 공차로 인하여 성능이 일정한 분포를 가지는 것을 표현한다. 강건성 가중함수는 목표값에 가까울수록 큰 가중치를 주고, 설계범위의 경계에서는 작은 가중치 주기 위하여 도입되었다. [2]

2.2 목적함수의 강건성

설계변수나 시스템 파라미터가 어떤 분포를 갖게 되면 그로 인해 목적함수 값도 분포를 갖게 되는데 강건 최적해에서는 목적함수의 변동량을 작게 유지하면서도 설계변수의 분포를 크게 할 수 있다. 설계변수와 시스템 파라미터를 서로 독립적인 확률변수로 가정하고 평균 μ_f 와 분산 σ_f^2 를 적분식과 기대값으로 표현하면 다음과 같다. [2]

$$\mu_f = \iint...\int f(\mathrm{x})z_1(\mathrm{x}_1)...z_i(\mathrm{x}_i)...z_\mathrm{n}(\mathrm{x}_\mathrm{n})\mathrm{d}\,\mathrm{x} \tag{4}$$

$$= \mathrm{E}[f(\mathrm{x})] \tag{5}$$

$$\sigma_f^2 = \iint...\int \{f(\mathrm{x})-\mu_f\}^2 z_1(\mathrm{x}_1)...z_i(\mathrm{x}_i)...z_\mathrm{n}(\mathrm{x}_\mathrm{n})\mathrm{d}\,\mathrm{x}$$

$$= \mathrm{E}[\{f(\mathrm{x})-\mu_f\}^2] \tag{6}$$

2.3 제한조건의 강건성

제한조건이 있는 최적설계 문제에서 설계 값들의 불확실성으로 인한 제한조건의 위반량이 적으면 적을수록 좋기 때문에 제한조건의 강건성은 강건 최적설계 과정 중에 고려해야 한다. [2]

최악 경우 방법은 설계 값들의 변동을 고려한 최악 조합들 중에서 제한조건이 제일 큰 값을 갖는 설계조합을 찾고 그 값이 제한조건을 만족하도록 하는 방법이다. 벌칙항 방법은 일반적으로 다음과 같은 새로운 제한조건을 정의한다.

$$G_j - \mathrm{k}\delta \geq 0 \tag{7}$$

벌칙항 방법은 벌칙항 δ 을 제한조건 변화량의 절대값이나 노옴(norm)값으로 구하거나 식(8)과 같은 제한조건의 분산값의 형태로 구할 수 있으며 상수 k 를 곱해서 벌칙항의 크기를 조절할수 있는 방법이다.

$$\sigma_{G_j}^2 = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial G_j}{\partial x_i}\sigma_{x_i}\right)^2 + \sum_{i=1}^{r}\left(\frac{\partial G_j}{\partial p_i}\sigma_{p_i}\right)^2 \tag{8}$$

확률론적 방법은 설계 과정에서 제한조건을 위반하는 확률을 구해서 확정론적 제한조건으로 변환시킨 후 최적 설계를 수행하는 방법이다.

3. 파라미터 설계

다구찌가 제안한 품질 개선 기법은 자동차를 비롯한 산업 현장에서 활발하게 사용되고 있으며, 시스

템 설계, 파라미터 설계, 허용차 설계 단계를 제시하고 있다.

파라미터 설계는 품질 특성에 많은 영향을 미치지만 제어할 수 없는 인자인 노이즈 인자에 강한 제어인자의 수준을 찾는 것을 의미하며, 강건 설계(Robust Design)라고도 한다.

본 논문에서는 강건설계를 위하여 표준편차와 SN비를 통한 최적해를 구하는 방법, 품질 산포 해석 프로세스 및 파라미터 인자 선정을 통한 차량 성능 예측 기법에 대하여 소개하고자 한다.

3.1 표준편차와 SN비를 통한 최적화

강건 설계 기법을 이용하여 스피커 가진원 대비 차체 패키지 트레이 판넬의 진동 감도 저감을 위한 설계 최적화 방안을 제시하고자 한다.

Fig.1 과 같이 스피커 가진력은 상하 방향으로 1 Kgf 로 신호 인자를 부여하였고, 60~80 Hz 영역에서 판넬 센터와 리어부의 측정 위치에 따른 진동 감도 산포를 최소화 하고자 한다.

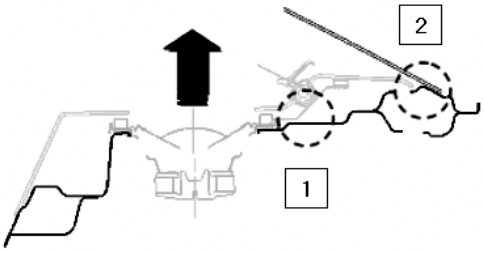


Fig. 1 The section of package tray center panel

목적 함수는 저주파 스피커 가진 주파수 대역에서 패키지 트레이 판넬의 센터부와 리어부의 진동 감도 산포를 최소화시키는 조합을 찾는 것이다. 이를 위하여 판넬의 제어 인자들을 Table. 1 과 같이 선정하였으며, Level2 는 현사양, Level1 은 불리한 수준, Level3 는 유리한 수준을 의미한다.

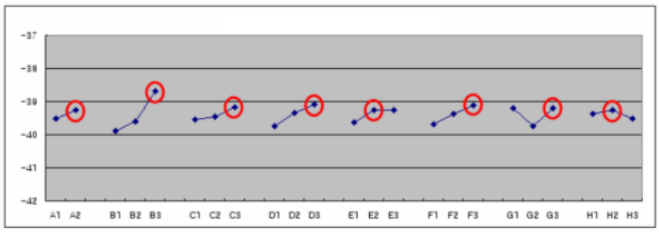
Table. 1 Control factors of package tray panel

Control Factor		Level 1	Level 2	Level 3
A	Mounting Point of Woofer	2	4	4
B	Form Height of Panel (mm)	0	5	20
C	Panel Thickness (mm)	0.6	0.7	0.8
D	Reinf Thickness (mm)	0.6	0.8	1.4
E	Form Height of Reinf (mm)	0	10	20
F	Height of Curved Surface (mm)	0	10	30
G	Welding Pitch (mm)	60	30	15
H	Joint Condition of Rear Member	Front	Rear	Bulk Head

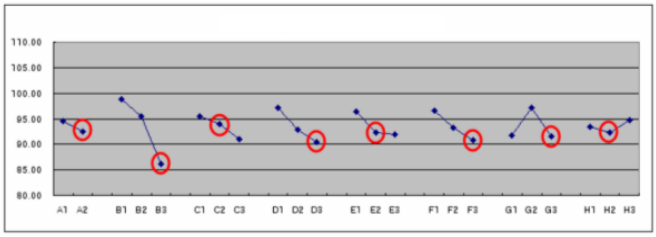
Table. 2 Orthogonal Array Layout of L_{18} (2^1X3^7]

L18	A	B	C	D	E	F	G	H	Inertance		S/N Ratio	β
	1	2	3	4	5	6	7	8	N1	N2		
1	1	1	1	1	1	1	1	1	99.599	108.279	-40.3431	103.939
2	1	1	2	2	2	2	2	2	91.048	99.304	-39.5787	95.176
3	1	1	3	3	3	3	3	3	74.256	93.015	-38.5021	83.6355
4	1	2	1	1	2	2	3	3	93.908	105.46	-39.9871	99.684
5	1	2	2	2	3	3	1	1	82.45	98.005	-39.1389	90.2275
6	1	2	3	3	1	1	2	2	91.622	106.517	-39.9433	99.0695
7	1	3	1	2	1	3	2	3	92.662	105.952	-39.959	99.307
8	1	3	2	3	2	1	3	1	85.455	95.379	-39.1381	90.417
9	1	3	3	1	3	2	1	2	81.043	98.143	-39.0849	89.593
10	2	1	1	3	3	2	2	1	101.415	106.446	-40.3374	103.9305
11	2	1	2	1	1	3	3	2	101.32	107.857	-40.3939	104.5885
12	2	1	3	2	2	1	1	3	97.407	105.979	-40.1535	101.693
13	2	2	1	2	3	1	3	2	88.52	99.783	-39.4921	94.1515
14	2	2	2	3	1	2	1	3	88.018	99.783	-39.4704	93.9005
15	2	2	3	1	2	3	2	1	94.419	96.263	-39.586	95.341
16	2	3	1	3	2	3	1	2	68.238	74.449	-37.0753	71.3435
17	2	3	2	1	3	1	2	3	86.113	93.357	-39.0663	89.735
18	2	3	3	2	1	2	3	1	75.112	78.935	-37.7351	77.0235

Table. 2 와 같이 L18 (21X37] 혼합 직교 배열표를 사용하기 위하여 8 개의 제어인자의 수준을 3 수준으로 차별화하여 해석을 수행하였다. 60~80 Hz 영역에서의 공진 주파수 기준 판넬 센터부를 Best Condition (N1)으로 하고, 리어 멤버부를 Worst Condition (N2)로 하여 판넬 응답 위치 따른 진동 감도 산포를 최소화 가능한 최적안을 찾고자 한다.



(a) S/N ratio response graph



(b) Beta (β) response graph

Fig. 2 Graph of analysis result

강건 설계를 이용한 S/N 비와 표준편차를 구하기 위하여 계산식을 간략화하였고, Fig.2 와 같은 결과를 얻을 수 있었다. S/N 비는 강건성의 척도이며, 신호가 한 일 대비 노이즈 인자에 대한 비율로 계산되고, S/N 비가 높을 수록 시스템 기능은 더욱 강건해진다. Fig.2 (a),(b)의 가로축은 제어인자에 대한 각 수준이며, 세로축은 S/N 비와 표준편차의 수치를 나타내고 있다. S/N 비가 크고, 표준 편차가 작은 수준들을 선별하면 최적 조건은 Table. 3 에서와 같이 A2, B3, C3, D3, E2, F3, G3, H2 이다.

Table. 3 Level of optimization

	A	B	C	D	E	F	G	H
CURRENT	2	2	2	2	2	2	2	2
OPTIMIZATION	2	3	3	3	2	3	3	2

현 설계안 대비 최적안을 조합하여 모델을 구성후 비교 해석 결과 Fig.3 과 같은 결과를 얻었다. 우퍼 스피커 중앙부에서 가진 후 리어 글래스 하단의 리어 멤버 중앙부에서 응답을 분석 결과 현 설계안의 60~80 Hz 영역의 공진 주파수가 최적안 적용 시 80 Hz 이후 후방으로 이동 하면서 진동 감도가 저감되었다.

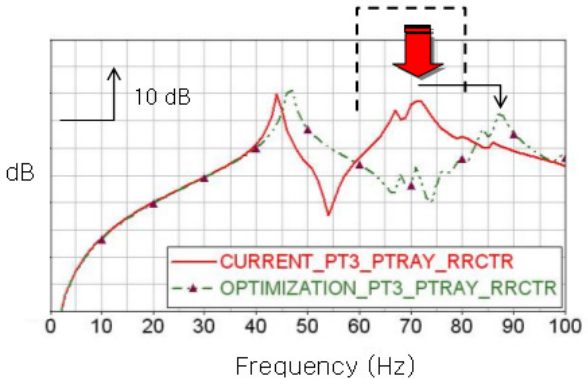


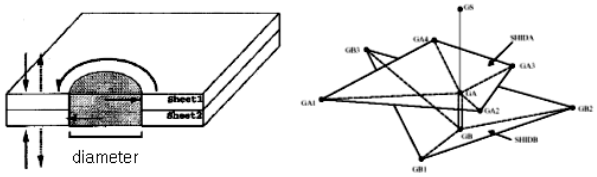
Fig. 3 Effects of Design Optimization

3.2 품질 산포 해석

강건 설계 기법을 이용하여 실차 아이들 진동 대비 안정적인 차체 강성 확보를 위하여 용접 품질 산포에 의한 불확실성 인자 도출 및 해석 프로세스를 제시하고자 한다.

전류의 크기는 2 겹 용접인 경우 8000 A, 3 겹 용접 인경우 9000~10000 A 를 적용하며, 고장력강판과 도금 강판 적용 시 차이가 날수 있다.

점 용접 너겟(Nugget)은 직경 6 mm 를 표준으로 하며, NASTRAN Cweld element 는 5 mm 기준으로 Fig.4 와 같이 Area 가 연결되게 구성된다.



(a) Welding nugget (b) cweld (NASTRAN)

Fig. 4 NVH modeling guide of spot welding

용접 너겟 산포에 따른 골격 강성 해석 결과 모드에 따라 Table. 4 와 같이 0.15~1.49 Hz 강성 차가 발생할 수 있으며, 너겟 평균치로 계산하였다.

Table. 4 Analysis result using robust design

Frequency (Hz)		Minimum	Maximum	Difference	Mean Value	Standard Deviation
Mode 1	28.46	27.57	28.68	1.11	28.09	0.35
Mode 2	30.34	29.41	30.56	1.15	29.96	0.33
Mode 3	44.78	42.26	45.22	2.96	44.07	0.60
Mode 4	45.93	43.57	46.43	2.86	45.31	0.64
Mode 5	47.42	44.73	47.86	3.13	47.12	0.63
Mode 6	49.96	46.67	50.64	3.97	49.33	0.79

해석 결과 모드에 따라 1.11~3.97 Hz 까지 용접 품질에 따른 산포가 발생할 수 있으며, 실제 차량 제작 상태와는 차이가 있다고 판단된다.

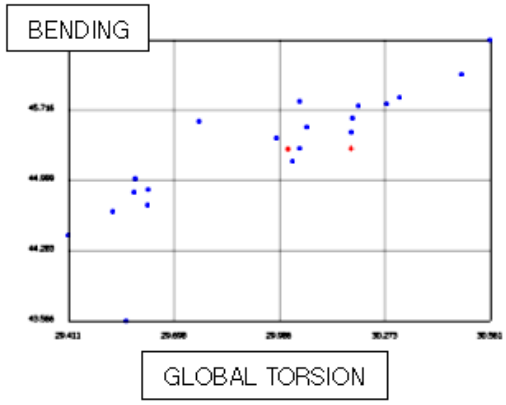


Fig. 5 Mode sensitivity of body structure

Fig.5 는 굽힘 모드와 비틀림 모드간 주파수 대역에 따른 모드 상관 관계를 도시하고 있다.

본 연구의 직접적인 목표는 선형 영역에서의 용접

너겟과 물성치의 영향을 분석하기 위함이며, 충돌 및 내구 문제인 용접 파단 해석은 인장 강도를 고려한 비선형 영역으로 관심 영역이 다르다.

3.3 파라미터 해석

설계 초기 단계 설계 주요 인자 변경에 따른 정확하고 신속한 성능 예측은 해석 공수 절감 및 개발 기간 단축에 기여할 것으로 판단된다.

본 논문에서는 플랫폼 대표 차종의 해석 모델을 이용하여 NVH 성능에 기여도가 있다고 판단되는 차체, 의장, 샤시 시스템의 파라미터 인자에 대하여 BIW(Body In White) 고유진동해석, 스티어링 동강성 해석, TRIMMEDBODY 음향감도 해석을 수행하였다. 파라미터 인자 변화에 따른 성능 결과 상관관계 비교를 통하여 주파수 상관 관계식을 도출하였으며, 연구 결과에 대한 파라미터 DB 를 이용하여 설계 변경 따른 반복적인 해석을 지양하고, 성능 예측이 가능하여 타차종 수평 전개 및 활용도가 높다고 판단된다.

(1) 차체 제원 : 휠 베이스

중대형 세단의 차량 제원 변경에 따른 차체 강성 및 중량 변화 예측을 통하여, 신차 개발 시 휠 베이스 증대 따른 강성 저하 및 중량 증가에 대한 분석을 통하여 설계 목표 설정에 참조가 가능하였다.

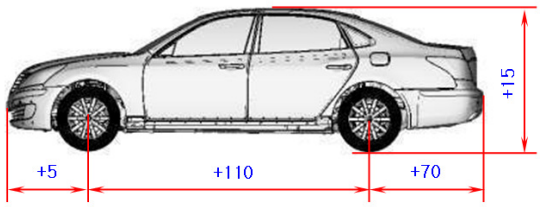


Fig. 6 Dimension of body structure

Fig.6 은 플랫폼 공용화 차종 (A-CAR) 대비 신차종 (B-CAR)의 차량 제원 변경 내역을 도시하고 있다. 휠 베이스 +110 mm 대비 프론트 오버항 +5 mm, 리어 오버항 +70 mm, 전고 +15 mm 의 강성 영향은 다소 적다고 판단된다.

Table. 5 Analysis result of BIW

Frequency (Hz)	A-CAR		B-CAR
	BASE	W/BASE +110 mm	
Torsion	38.1	**-0.3**	34.0
Bending	47.5	**-1.0**	46.0
Lateral	49.9	**-1.2**	48.1
Weight (Kg)	352.0	**+6.2**	377.6

Table. 5 와 같이 A-CAR 에 대한 휠 베이스 증대 영향을 분석하여 B-CAR 에 대한 강성 및 중량 변동을 예측하고, 이후 해석 결과 분석에 참고 DATA 로 활용하였다.

(2) 의장 제원 : 스티어링 컬럼

패키지 레이 아웃 단계 실차 아이들 진동 대비 기여도가 큰 스티어링 컬럼 시스템에 대해 분석하였다.

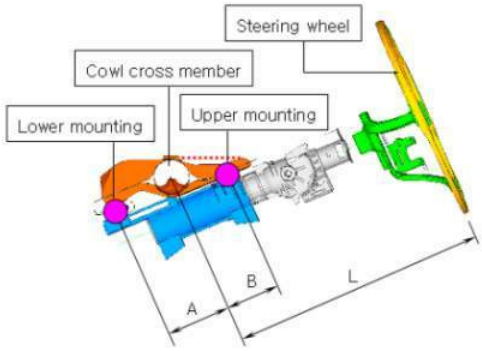


Fig. 7 Layout of steering column

Fig.7 은 스티어링 진동 대비 스티어링 컬럼 마운팅간 거리에 대한 제원을 도시하고 있다. 카울 크로스 멤버 중앙부를 기준으로 로워 마운팅부까지 거리를 A 라 하고, 어퍼 마운팅부까지 거리를 B 라 하고, 스티어링 휠간 거리를 L 이라 했을 때, Table. 6 은 파라미터 인자의 설계 변경량에 대한 주파수 상관 관계식을 나타낸다. 이와 같은 파라미터 해석 결과를 활용하여 설계 변경에 대한 성능 예측이 가능하여 신속한 설계 변경이 가능하게 되었다. [3]

(3) 샤시 전달계 부쉬 동특성 : CTBA

차량의 후륜현가장치는 멀티링크 타입과 CTBA (Couple Torsion Beam Axle) 타입이 적용되며, 전자는 고성능의 승차감을 위해 중대형 차종에 적용하고, 후자는 경량화 및 원가 절감 효과가 우수하여 중소형, 경소형 차종 중심으로 적용 추세이다.

Fig.8 은 완성차 주행시 노면 하중 입력에 따른 CTBA 전달계 진동 절연 및 실내 음향 감도에 대한 개념도이다. CTBA 후륜 현가장치는 차 길이 방향의 트레일링 암과 좌우 방향의 V 빔으로 구성되며, 주행 입력 하중에 대하여 트레일링 암 부쉬 변형과 V 빔의 굽힘 및 비틀림 변형에 의하여 전달계 진동 절연을 하게 된다.[4] 본 논문에서는 부쉬 통과 전단계인 CTBA 부쉬 경도 및 VOID 방향 관련 동특성을 설계 인자로 범위를 한정하여 연구를 진행하였다.

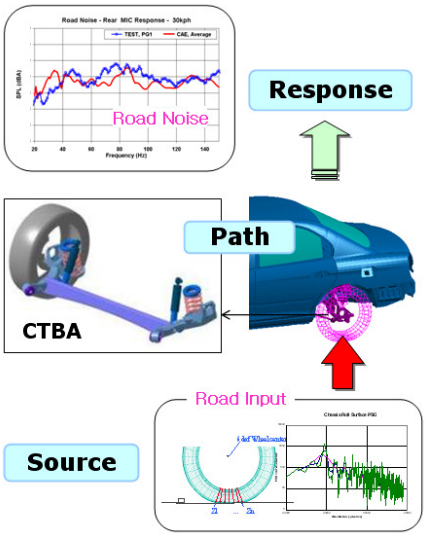


Fig. 8 Typical process of road noise

ROAD NOISE 관련 CTBA 설계 인자로 트레일링 암 부쉬 경도를 Hs65 에서 Hs45 로 변경하고, BUSH VOID 를 현 X 방향에서 Z 방향으로 90 도 회전시켰을 때 기여도 평가를 통하여 후석 소음 저감 효과를 확인하였으나 조종 안전성 대비 상반된 특성으로 최적화 설계가 요구된다. 본 논문에서는 트레일링 암 부쉬 경도 및 VOID 방향에 대한 설계 변경 범위 적용시 후석 소음 영향도를 DATABASE 화하여 선행 개발 단계 NVH 성능 예측을 위한 자료로 활용하고자 한다.

CTBA 트레일링 암 부쉬 현사양은 조종 안전성에 튜닝되어 경도가 Hs65 를 적용하고 있으며, ROAD NOISE 관련 진동 절연을 위해서는 부쉬 경도 Hs60, Hs55, Hs45 에 대한 성능간 최적안 검토를 위하여 파라미터 DB 구축이 필요하다.

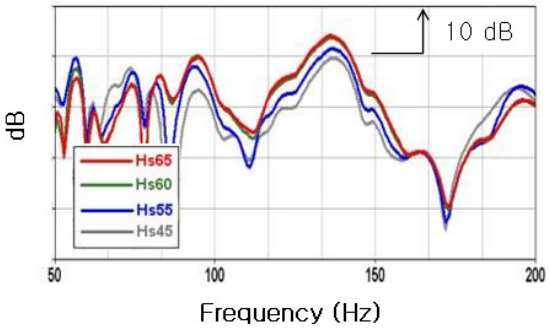


Fig. 9 Analysis result of bush stiffness

Fig.9 는 CTBA T/ARM BUSH 경도 변화 따른 후석 감도 기여도 해석 결과를 도시하고 있다. 현사양 Hs65 대비 Hs60 특성은 유사하며, Hs55 적용시 Hs 45 대비 감도 저감 효과 유사하며 3 dB 정도 감도 개선 예상되어 조종안전성 대비 절충안으로 적용 가능할 것으로 판단된다. 부쉬 경도 Hs55 적용시 부쉬 동특성 대비 차체 입력점 강성이 10 배수 수준으로 진동 절연 측면에서 우수할 것으로 예측된다.

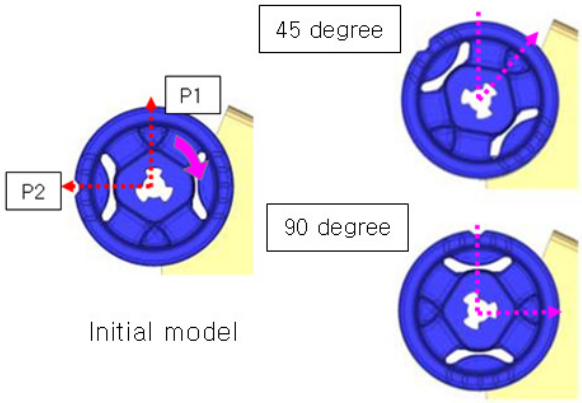


Fig. 10 Void direction of bush

Fig.10 은 CTBA 트레일링 암 부쉬 VOID 각도 변화를 도시하고 있으며, 설계 변경 범위를 시계방향 10 도, 20 도, 30 도, 45 도, 90 도로 하고, 반시계방향으로 45 도에 대한 후석 감도 영향을 해석적으로 검토하였다.

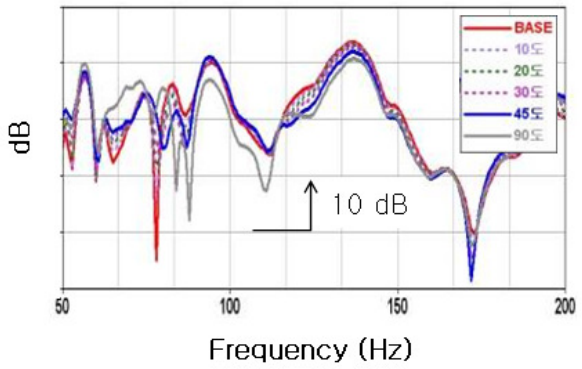


Fig. 11 Analysis result of bush void direction

Fig.11 은 CTBA 부쉬 VOID 방향 기여도 해석결과이며, 130 Hz 전후 영역의 후석 감도 분석결과 현사양 대비 10 도, 20 도는 영향 적으며, 45 도 적용시 2 dB 정도 감도 저감 효과가 예상된다. 회전 방향에 대한 산포 검토 결과 시계 방향 45 도는 120~150 Hz 감도 저감 유리하며, 반시계 45 도는 80~100 Hz 감도 저감 유리하다.

본 논문에서는 CTBA 부쉬 경도 및 VOID 방향에 최적안으로 Hs55 와 VOID 45 도 사양을 추천하였다.

4. 결 론

본 논문에서는 차량의 선행 개발 단계 강건설계를 위한 해석 프로세스 관점에서 표준편차와 SN 비를 통한 최적해를 구하는 방법, 품질 산포 해석 및 파라미터 인자 선정을 통한 차량 성능 예측 기법에 대하여 연구를 수행 하였다. 차량의 NVH 성능에 영향을 줄 수 있는 차체, 의장, 샤시 시스템 파라미터 인자를 선정하여 설계 변경 범위에 따른 주파수 상관관계식을 분석하였고, 이후 해석 상관성 확보를 위하여 개발 차종에 대한 지속적인 DB 구축을 하고자 한다. 본 연구에 의한 개선 효과로는 설계 변경에 따른 반복적인 해석을 수행하지 않고도 성능 예측이 가능하여 업무 효율성 증대 및 개발 기간 단축에 기여할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) Mazda Technical Review, 2005, No.23
(2) Kwak, B. M. and Lee T. W., 1987, “Sensitivity analysis for reliability-based optimization using an AFOSM method”, Computer and Structure, Vol.27, pp.399-406
(3) Kim, K. C., Choi, I. H. and Kim C. M., 2007, “A Study on the Advanced Technology Analysis Process of Steering System for Idle Performance”, SAE 2007-01-2339
(4) H. Shimatani, K. Watanabe and H. Sakai, 1999, “Development of Torsion Beam Rear Suspension System with Toe Control Links”, SAE 1999-01-0045