

수송기계의 소음진동 저감

구조기인 소음 설계를 위한 전산모델들의 효율적인 적용

김효식*, 김희진, 김광일, 조효진, 김현희

(르노삼성자동차)

1. 머리말

차량에 대한 개발 프로세스⁽¹⁾는 크게 설계 프로세스와 검증 프로세스로 구성된다. 설계 프로세스는 개념 및 상세설계로 구성되며 검증 프로세스는 일반적으로 플랫폼 검증을 위한 단계와 양산성 검증을 위한 단계로 구분해 볼 수 있다. 이 연구의 대상은 차량을 구성하는 부분계중에서 차실소음이 감지되는 트림차체(trimmed body)이다. 초기설계단계에서 고객의 요구사항을 바탕으로 전체차량에 대한 성능목표가 정해지면 이에 따라서 트림차체의 설계목표가 정해진다. 초기 및 상세설계단계에서 BIW(body in white)에 대한 설계사양의 60%~70%가 고정되는 시점부터 트림차체의 구조적 개선안들이 개발된다. 검증 단계에서는 설계단계에서 제안된 구조적 개선안들의 효과를 확인하고 시작차의 예측데이터를 병용하여 성능을 최적화하는 시기인 동시에 품질산포를 고려하여 강건성을 증대하는 시기이다. 그런데 고려해야 할 중요한 사항은 각 단계별 설계 관심사와 대응되는 개선안들이 개발 단계에 따라서 달라진다는 사실이다. 따라서 트림차체의 개발을 효율적으로 수행하기 위해서는 개선안들의 특성을 보다 정밀하게 고려할 수 있는 전산모델들을 사용하고 설계요구에 발맞추어 개발할 수 있는 체계적인 프로세스가 필요하다.

NVH 설계를 위해서 사용되는 전산모델중 20 Hz ~ 800 Hz까지의 실내소음의 예측을 위해서 사용될 수 있는 전산모델들⁽²⁾은 총 3가지의 종류로서 유한요소법 또는 경계요소법을 이용한 구조-음향 연성 모델⁽³⁻⁵⁾, 부분

구조합성법을 이용한 전산모델^(2,7) 그리고 실험적 모드 해석을 통한 실험기반 전산모델^(8,9) 등이 있다. 이 모델들 중에서 유한요소법을 이용한 구조-음향 연성 모델이 일반적으로 전체 개발과정에 통합적으로 사용되고 있다. 이 전산모델은 구조적 변경에 대해서 모델링이 가장 용이하며 다양한 종류의 개선안들의 효과도 고려할 수 있다. 그러나 이 모델은 상대적으로 긴 연산시간과 비싼 모델링 비용이 요구되며 예측결과의 정밀도도 상대적으로 낮은 문제가 있고 비구조적 변경에 대해서 모델링 및 correlation이 어려운 문제를 가지고 있다⁽⁴⁻⁶⁾. 그런데 구조변경이 주요한 개선안인 설계단계에서는 유한요소 전산모델을 사용하는 것이 가장 효율할지라도 시작차가 제작되고 고무부쉬류 및 제진 패드의 개발 등과 같은 비구조적 개선안이 개발되는 검증단계에서는 보다 적합한 전산모델을 적용하는 것이 필요하다.

이 연구에서는 구조기인 차실소음의 설계를 위한 트림차체 전산모델들의 효율적인 적용프로세스를 제안하고자 한다. 제안된 프로세스는 개발단계에 따라서 적용할 수 있는 개선안들을 먼저 정리하고, 이 개선안들을 보다 효과적으로 표현할 수 있는 전산모델과 그 전산모델들의 적용시점 및 방법으로 정의된다. 품질기능전개(quality function deployment : QFD)를 이용하여 5개의 전산모델들에 대한 유연성 점수와 적용성 점수를 상대적으로 비교한다. 계산된 평가점수를 바탕으로 하여 개발단계별 가정 효율적인 모델을 규명하고 이 모델들로 구성된 적용 프로세스를 제안한다. 끝으로, 제안된 적용 프로세스에 따라서 트림차체를 개발하고 대표적

* E-mail : hyosig.kim@renaultsamsung.com / Tel : (019) 346-9100

인 3가지 적용례가 간략히 소개된다.

2. 이론적 배경

2.1 트림차체의 구조기인소음을 위한 전산모델

트림차체는 전체차량에서 구동계, 흡/배기계, 제동 및 현가계를 제외한 나머지로써 차체구조와 트림류 및 좌석(seat), 문(door), 후드(hood), 트렁크 리드(trunk lid) 등의 부품들로 구성된다. 트림차체의 차실내 응답점 r 에서의 음압레벨 $p(r)$ 은 음향공동(acoustic cavity)내 음향가진력이 없는 경우 소음전달함수(noise transfer function) H_{pf} 와 각 연결경로에 대한 구조가진력 f_s 의 곱으로 다음과 같이 구해진다^(2,3).

$$p(r) = H_{pf} f_s \quad (1)$$

트림차체의 구조기인소음을 계산하기 위해서 사용할 있는 3가지의 전산모델들이 그림 1에 주어져 있으며 각각의 전산모델에 대한 소음전달함수의 계산방법을 간략히 소개하면 다음과 같다.

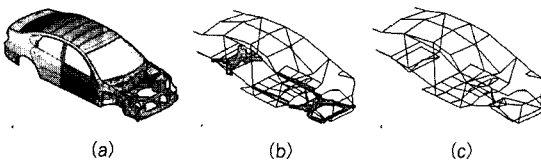


그림 1 구조기인소음해석용 트림차체의 전산모델
(a) 유한요소모델 (b) 부분구조합성모델 (c) 시험기반모델

2.2 유한요소모델⁽³⁾

트림차체의 구조-음향 연성모델을 유한요소법을 이용해서 제작하고 모드중첩법을 이용해서 식 (1)의 소음 전달함수 H_{pf} 를 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$H_{pf} = -\omega^2 \Phi_a Z_a C Z_s \Phi_s^T \quad (2)$$

$$\text{where } Z_s = [K_s + j\omega D_s - \omega^2 M_s]^{-1}$$

$$Z_a = [K_a + j\omega D_a - \omega^2 M_a]^{-1}$$

상기식에서 Φ_s 및 Φ_a 는 각각 비감쇠 구조모드와 음향모드이며 M , K 및 D 는 각각 질량행렬, 강성행렬

및 감쇠행렬이고 하첨자 s 및 a 는 각각 구조 및 음향을 의미한다. c 는 구조모드와 음향모드의 연성행렬이며 ω 는 가진주파수이다.

2.3 부분구조합성모델⁽⁷⁻⁹⁾

부분구조합성모델은 전달함수합성법, 구분모드합성법 및 초요소법 등과 같은 부분구조법을 이용해서 제작한 전산모델로서 부분구조의 모델을 구하는 방식에 따라서 유한요소기반 합성모델(FEM+FEM), 혼성모델(FEM+Test) 및 실험기반 합성모델(Test+Test)의 3가지 경우를 갖는다. 부분구조 A 에 입력이 가해지고 부분구조 B 에서의 음압레벨에 관심이 있는 경우, 소음전달함수 H_{pf} 는 다음과 같이 부분구조들의 전달함수와 연결부 컴플라이언스로 표현된다.

$$H_{pf} = H_{oc}^B [H_{cc}^A + H_{cc}^B + H^C]^{-1} H_{ct}^A \quad (3)$$

$$\text{where } H^C = [K^C - \sqrt{-1}\omega C^C]^{-1}$$

상기식에서 K^C 및 C^C 는 각각 연결요소의 강성행렬 및 감쇠행렬이며 H^C 는 부분구조 A 및 B 의 연결부 물리좌표(physical coordinates)들이 강성 및 감쇠요소에 의해서 연결되어 있는 결합의 경우에 대한 연결요소의 컴플라이언스 행렬이다.

2.4 시험기반모델^(2,10)

트림차체의 구조기인 소음을 위한 시험기반모델은 트림차체의 구조-음향 연성계에 대한 실험적모드해석(experimental modal analysis)을 통해서 구해지며 소음전달함수 H_{pf} 는 다음의 식과 같이 표현된다.

$$H_{pf} = [H_j^i] \quad (4)$$

where

H_j^i the FRF between sound pressure response DOF i , p_i in a cavity and excitation force reference DOF j , f_j in a structure.

$$H_j^i = \frac{p_i}{f_j} = \sum_{r=1}^N \frac{P_r \Psi_{fri} \Psi_{fj}}{(p - \lambda_r)} - \frac{(P_r \Psi_{fri} \Psi_{fj})^*}{(p - \lambda_r^*)}$$

N the number of vibro-acoustic coupled modes in the frequency band of interest.

- P_r the complex scaling constant whose value is determined by the scaling of the mode shapes.
- Ψ_{ri} the mode shape coefficient at the response DOF (i)
- Ψ_{rj} the mode shape coefficient at the reference DOF (j)
- λ_r the pole value for mode k , $\lambda_r = \sigma_k + j\omega_{dk}$
- σ_k the damping factor of mode k
- ω_{dk} the damped natural frequency of mode k
- * designates complex conjugate

3. 트림차체의 개발프로세스

3.1 개발프로세스

차량을 개발하는 전체 프로세스는 그림 3에서와 같이 크게 4개의 단계로 구성된다. 초기설계단계에서 고객의 요구사항을 바탕으로 전체차량에 대한 성능목표가 정해지면 이에 따라서 트림차체의 설계목표가 정해지고 이어서 트림차체의 설계목표를 바탕으로 트림차체를 구성하는 부분 시스템들, 도어, 후드, 트렁크 리드, 좌석 등과 크레들 및 서브 프레임들의 설계목표가 주어진다.

3.2 설계 관심사와 개발활동

트림차체에 대한 설계목표가 수립되면 각 단계별 설계 관심사와 개발 개선안들 및 대응되는 개발활동들이 표 1에 간략히 소개되어 있다. 초기 및 상세설계단계에서 BIW(body in white)에 대한 설계사양이 고정되는 것과 병행해서 각각의 하중전달경로에 대한 입력점강성(input point inertance: IPI), 진동전달함수(vibration transfer function: VTF) 및 소음전달함수(noise transfer function:

NTF)를 검토하고 설계 목표와 비교하여 개선이 요구되는 전달경로를 규명한다. 플랫폼 검증을 위한 검증 1(validation 1)단계에서는 설계단계에서 제안된 구조적 개선안들의 효과를 확인하고 설계목표 대비 부족한 성능을 확보한 후, 시작차의 계측 데이터를 병용하여 NVH성능을 최적화하는 시기이다. 이 시점에서 고려할 수 있는 개선안들은 구조적 및 비구조적 개선안로 구성된다. 구조적 개선안은 국소 구조의 변경으로서 브라켓 보강, 브라켓 위치변경 및 판넬 형상 등의 최적화이며 비구조적 개선안은 판넬 진동저감을 위한 제진 패드와 차체에 연결되는 요소들(components) 즉, 크레들, 서브 프레임, 문, 좌석, 후드, 트렁크 리드, 배기계, 흡기계 등과 차체를 연결하는 부쉬류들의 결정론적 최적화이다. 양산성 검증을 위한 검증 2(validation 2)단계에서는 검증 1단계에서 제안된 개선안들의 성능을 확인하고 품질산포를 고려하여 강건성을 증대하는 시기이다. 그런데 이 시점에서 사용될 수 있는 개선안들은 주로 질량감쇠기(mass damper) 또는 동적감쇠기(dynamic damper)들이며 검증 1단계에서 개발한 판넬 제진패드의 형상최적화이다. 이러한 개선안들을 사용해서 설계목표를 달성하고 강건성을 증대하기 위해서는 정확하면서도 품질산포를 정밀하게 반영할 수 있는 방법이 요구된다.

3.3 전산모델들의 평가

트림차체의 소음설계는 이론적 배경에서 소개한 3가지의 전산모델로부터 제작 가능한 총 5가지의 전산모델들을 사용하여 수행된다. 이 연구에서는 이 5가지의 전산

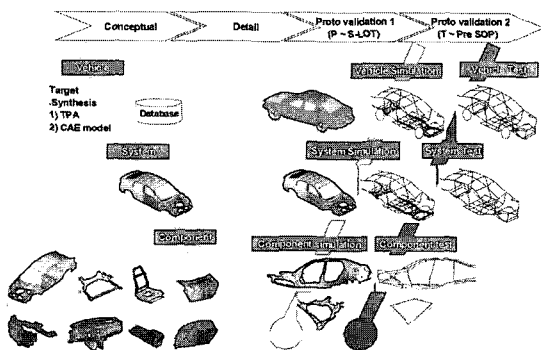


그림 2 트림차체의 개발을 위한 V-프로세스의 개념도

표 1 구조기인소음을 위한 트림차체의 로드맵(road map)

Stage	Conceptual design	Detail design	Validation 1 (P-LOT)	Validation 2 (S-LOT - Pre-SOP)
Category	Conceptual design	Detail design	Validation 1 (P-LOT)	Validation 2 (S-LOT - Pre-SOP)
Target deployment	Customer requirements Design targets	1) Detail design targets - IPI, VTF, NTF - Struc. Modes - etc. 2) Structural CMs	Revision of design targets	
Development process of a trimmed body		Target cascading Global structural CMs Local structural CMs	Non-structural CMs (1) Non-structural CMs (2)	
Test	Benchmarking Database of the previous vehicles		Validation of struc. CMs	Validation of non-struct. CMs
Activity	Performance synthesis	1) Pre-validation of a global structural CMs 2) Development of local struct. CMs	Development of non-struct. CMs (1): - Bush - Anti-vibration pad	Development of non-struct. CMs (2): - Dyn. & mass damper

모델의 적용에 따른 유효성을 계수화하기 위하여 품질 기능전개(QFD)를 이용하고자 한다. 여기서 전산모델의 적용에 따른 유효성은 개발 단계에 따른 개선안의 적용성 점수(score 1)과 전산모델을 사용할 때 일반적으로 고려해야 하는 조건들에 대한 유연성 점수(score 2)를 이용해서 부록에 설명된 바와 같이 계산된다. 각각의 개발단계에 대한 정규화 점수1을 서로 비교해 보면 그림 4(a)에서 보는 바와 같이 설계단계에서는 일반적으로 많이 사용되고 있는 유한요소모델보다 유한요소기반 부분구조 합성모델(FEM+FEM)이 가장 효율적인 것으로 보여진다. 또한, 검증 1단계에서는 혼성기반 부분구조 합성모델(test + FEM)이 가장 효율적이며 검증 2단계에서는 시험기반 부분구조 합성 모델(test + test)이 가장 효율적인 것으로 평가된다. 또한, 정규화 점수 2를 비교해 보면 그림 4 (b)에서 보는 바와 같이 일반적으로 많이 사용되고 있는 유한요소모델만을 전체 개발과정에 사용하는 경우에 대비해서 유한요소기반 부분구조 합성모델(FEM+FEM)을 사용하는 것이 1.24배 만큼 효율적이며 각 개발단계별로 가장 효율적인 모델을 사용, 즉 설계, 검증 1 및 검증 2단계에 각각

부분구조합성법에 의한 유한요소기반 합성모델, 혼성 모델 및 시험기반 합성모델을 이용하는 것이 1.46배만큼 효율적인 것을 알 수 있다.

3.4 설계모델들의 최적적용

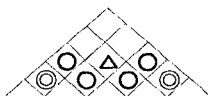
개발단계에 따른 다양한 설계요구를 고려해서 전산 모델들의 효율성을 비교해 보면 일반적으로 많이 사용되고 있는 유한요소모델만을 전체 개발과정에 사용하는 것보다 개발 단계별 특성을 고려하여 전산모델을 사용하는 것이 보다 효율적인 것을 알 수 있다. 이 연구에서 제안하는 전산모델의 효율적인 적용 프로세스와 각각의 개발단계마다 개발되는 개선안들을 간략히 정리해 보면 그림 5에서 보는 바와 같다.

4. 적용례

이 장에서는 전산모델들의 효율적인 적용안에 따라서 개발과정에 따른 실 적용례를 간략히 알아보고자 한다.

4.1 유한요소모델

이 절에서는 구조-음향연성 유한요소모델을 이용한 구조변경을 통해서 트림차체의 차실 음향성능을 개선하는 개발프로세스의 일례를 소개하고자 한다.

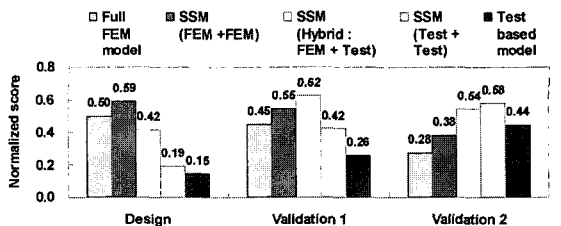


Items	Stages	Models								
		Weighting Factor		Models using substructure synthesis						
		Design	Validation	Full FEM model	FEM + FEM	Hybrid (FEM + Test)	Test + Test	Test based model		
Application : Counter-measures	Structural	Global	5	1	0	5	5	1	0	0
		Local	3	3	0	5	5	5	0	0
		Bush	1	3	3	2	2	4	5	0
	Non-structural	Anti-vibration pad	1	3	3	5	5	5	2	2
		Dynamic damper	1	2	3	1	2	3	4	5
		Mass damper	1	1	3	1	2	3	4	5
Score 1										
Constraints	Accuracy		5	1	2	3	4	5		
	Application flexibility		5	5	5	3	1	1		
		Modeling time	3	2	1	3	5	4		
	Cost	Modeling man-power	2	2	1	3	5	4		
		Necessary data	1	1	1	1	3	5	5	
	Design flexibility	Sensitivity analysis	3	5	5	3	2	1		
		Optimal design	2	1	4	4	4	4		
		Robust design	1	1	3	4	5	5		
		Score 2		59	67	69	74	71		
	Engineering estimation score of each development stage									
	Normalized score	Design	2891	3417	2415	1110	852			
		Validation 1	2596	3149	3588	2442	1491			
Validation 2		1593	2211	3105	3330	2556				
Design		0.50	0.59	0.42	0.19	0.15				
Validation 1		0.45	0.55	0.62	0.42	0.26				
Validation 2		0.28	0.38	0.54	0.58	0.44				
Engineering estimation score of total development stage										
Normalized score	Total	1.23	1.52	1.58	1.19	0.85				
	Optimal					1.79				
	Optimal	1.00	1.24	1.29	0.97	0.69	1.46			

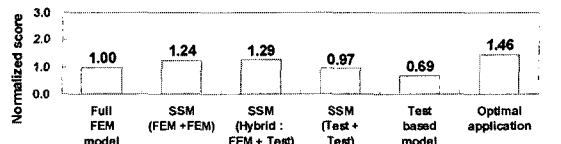
그림 3 품질기능전개도를 이용한 전산모델의 비교

(1) 모델제작

트림 차체의 구조-음향 연성모델은 200 Hz미만의 저



(a) 각 개발단계에 대한 정규화 평가점수 비교



(b) 전체 개발단계에 대한 정규화 평가점수 비교

그림 4 전산모델의 비교

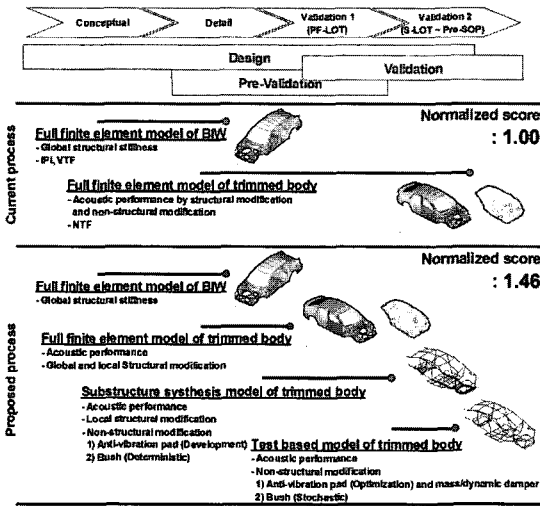


그림 5 적용 프로세스의 비교

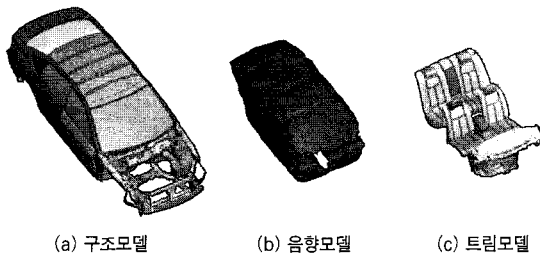


그림 6 트림차체의 구조기인소음예측을 위한 유한요소모델

주파수 대역 모델과 200 Hz 이상의 중주파수 대역 모델로 구분할 수 있으며 유한요소법을 이용해서 제작한 저주파수 대역의 모델은 그림 6과 같이 구성된다.

(2) 문제정의 및 원인분석

개선이 요구되는 진동전달경로는 그림 7 (a)에서 보는 바와 같이 관심 주파수 영역내의 입력점 강성(IP), 진동전달함수(VTF) 및 소음전달함수(NTF)에 대한 주파수 선도를 검토하여 설계 목표치를 초과하는 주파수 peak를 찾아내고 그림 7 (b)에서 보는 바와 같이 최대점에 대응하는 구조 및 패널의 변형형상과 패널기여도를 참조하여 문제의 원인을 규명한다.

(3) 개선안 개발

규명된 차체구조 및 패널의 문제를 고려하여 요구되는 설계목표치를 만족하는 개선안을 개발한다. 개발된

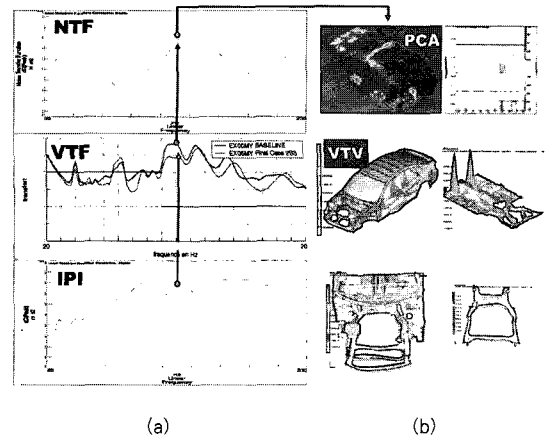


그림 7 문제정의 및 원인분석

(a) 문제정의 (b) 원인 분석; 변형형상과 패널 기여도분석 (panel contribution Analysis: PCA)

개선안의 pre-validation은 입력점강성(IP), 진동전달함수(VTF) 및 소음전달함수(NTF)의 비교를 통해서 수행된다. 예로써 기본 설계안과 제안 설계안에 대한 소음 전달함수(NTF)와 문제 주파수 최대점에 대한 차체구조의 변형형상이 그림 8에 비교되어 있다.

(4) 검증

제안된 개선안을 적용해서 시작차를 제작하고 관련된 시험을 통해서 제안된 설계안의 유효성을 검증한다. 수행된 시험중에서 소음전달함수(NTF) 개선에 대한 확인 및 주행시 실내소음 개선에 대한 확인 결과가 그림 9에 주어져 있다.

4.2 부분구조 합성모델

이 절에서는 국소구조변경과 연결부위의 최적화를 통해서 트림차체의 차실 음향성능을 개선한 예를 소개하고자 한다.

(1) 모델제작(Modelization)

트림차체의 전산모델은 주파수 기반 부분구조 합성법을 적용한 혼성모델을 이용하여 제작되었다. 그림 10 (a)에서 보는 바와 같이 트림차체의 전달함수는 계측을 통해서 구하고 크레들의 전달함수는 유한요소모델을 이용해서 구하였으며 연결부위들의 컴플라이언스는 시험과 계측을 병용하여 구하였다. 크레들의 유

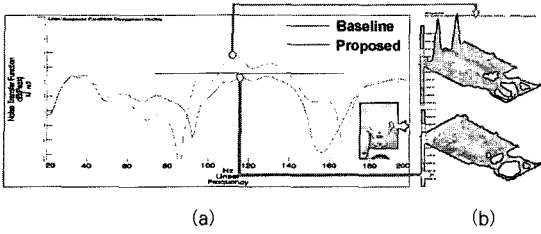


그림 8 개선안들의 전산검증
(a) 문제 소음전달함수의 비교
(b) 문제 판넬 변형형상의 비교

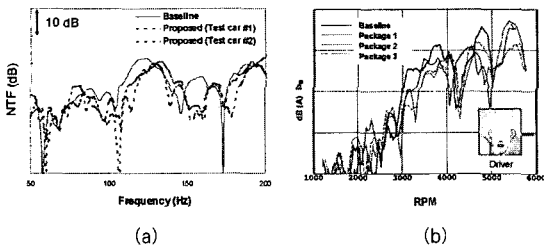
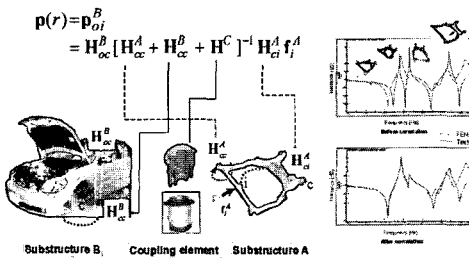
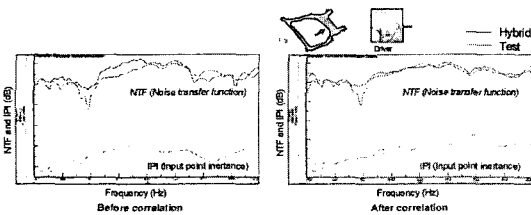


그림 9 개선안들의 실차검증
(a) 문제 소음전달함수의 비교
(b) 주행시 차실소음의 비교



(a) 트림차체의 혼성모델링



(b) Correlation의 일례: 크레들 엔진마운트의 입력점 강성과 소음전달함수

그림 10 트림차체의 구조기인소음 예측을위한 혼성모델링

한요소모델에 대한 시험검증은 모드기반 correlation 및 주파수응답함수 기반 correlation을 수행하여 구하였으며 초기 모델과 개선 모델의 주파수응답함수들중 대표

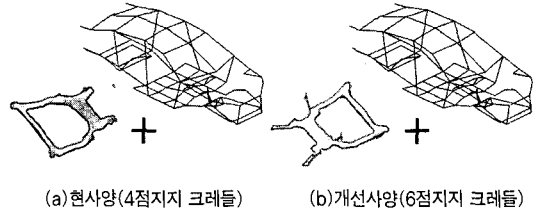
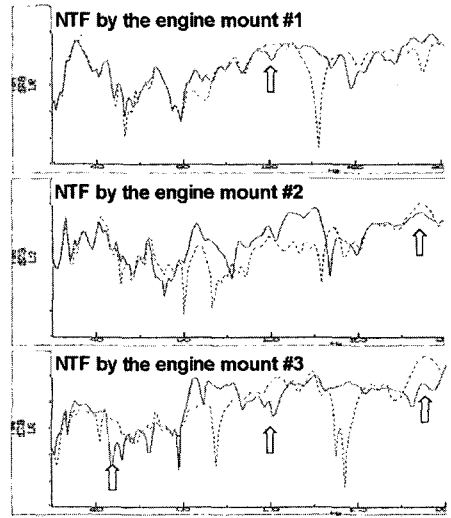
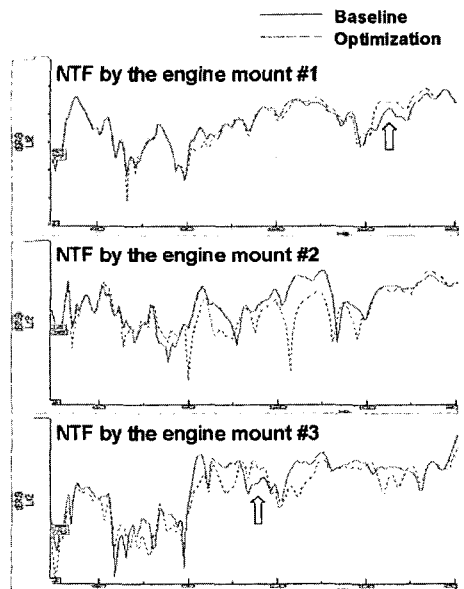


그림 11 현사양과 개선사양의 비교



(a) 4점지지와 6점지지의 비교



(b) 6점지지의 최적화

그림 12 현사양, 6점지지 및 6점지지의 최적안에 대한 소음전달함수 비교(↑: side effect)

적인 하나를 시험결과와 비교하여 보면 그림 10 (b)와 같다.

(2) 문제정의 및 원인분석

구명된 주요 전달경로에 대해서 차체구조에 장착되는 크레들(cradle)의 영향을 분석해 보면 그림 11(a)의 4점 지지방식의 크레들은 주 관심 주파수 대역에서 강체(rigid body) 운동을 수반하는 비틀림 및 굽힘 변형이 차실소음 증가의 주요 원인이 되는 것을 알 수 있었다.

(3) 개선안 개발

제안된 개선안들 중에서 지지점수와 관련된 연구결과를 간략히 살펴보면 다음과 같다. 먼저 그림 11(b)의 6

점 지지 크레들은 좌우측 엔진마운트에 대한 소음전달함수의 개선에 유리한 것으로 판단되나 후측 엔진마운트에 대한 소음전달함수에 나쁜 영향을 야기하는 것으로 예측된다.

(4) 검증(Validation)

따라서 지지점수 및 지지점 부위강성을 대상으로 하여 나쁜 영향을 최소화하는 최적사양을 구하고 그 결과를 서로 비교하여 보면 그림 12와 같이 전체적으로 소음전달함수가 개선되고 국부적으로 나쁜 영향의 발생 횟수가 감소하는 것을 볼 수 있다.

4.3 실험기반모델(Test Based Model)

이 절에서는 실험기반모델과 다투찌법을 이용한 강건설계를 주축으로 하는 개발 프로세스를 적용하여 중주파수대역(medium frequency range)의 실내소음을 개선한 예를 소개하고자 한다.

(I) 모델제작(Modelization)

실험기반모델은 시작차에 대한 계측 데이터의 신호처리를 통해서 구한 모달모델로서 구조진동을 위한 모델은 구조모달시험을 통해서 구해지며 구조기인 실내소음을 위한 모델은 진동-음향연성 모달시험을 통해서

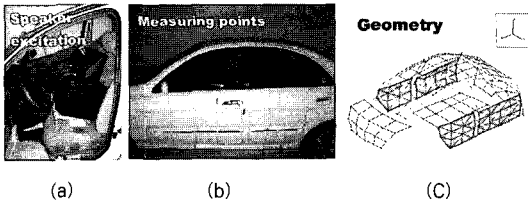


그림 13 구조-음향 연성모달시험의 설치 및 계측형상

- (a) 음향가진기의 설치
- (b) 계측점의 위치
- (c) 계측점의 형상

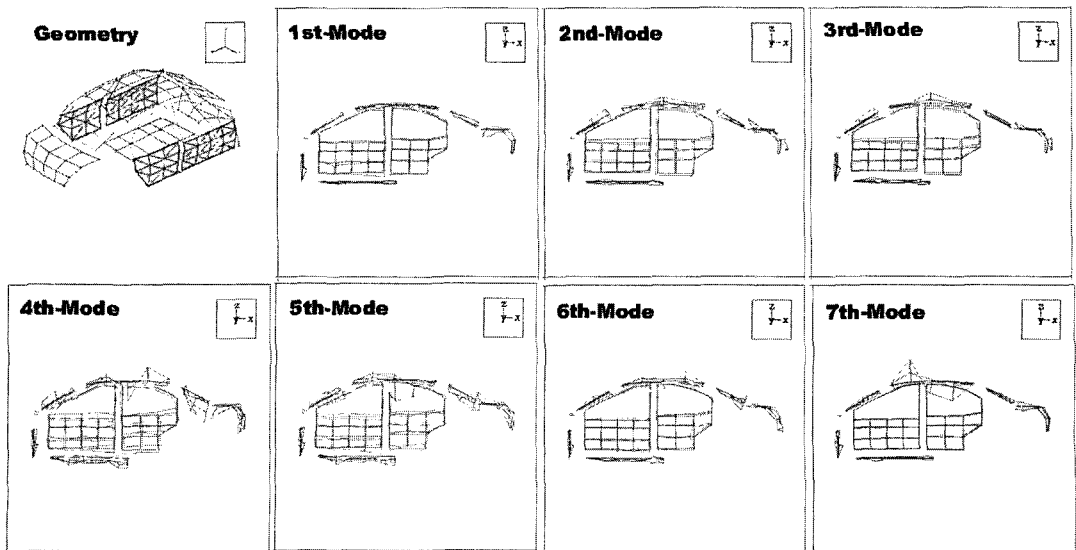


그림 14 구조-음향진동모드의 규명

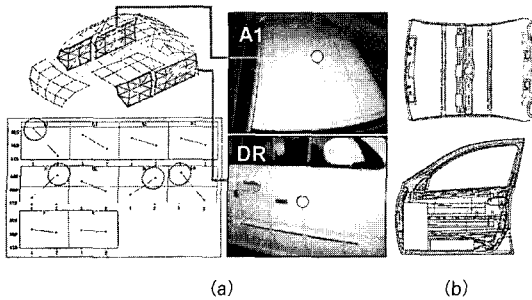
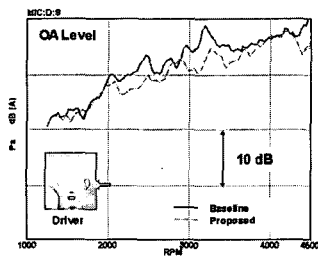
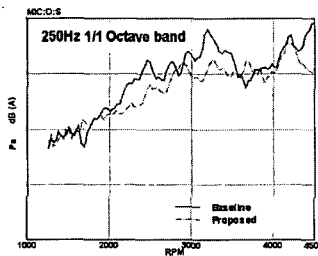


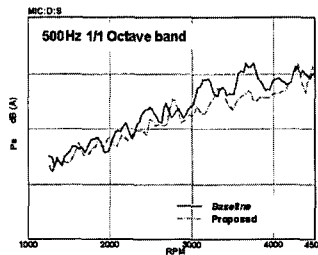
그림 15 판넬기여도분석과 최적화
(a) 다꾸찌법을 이용한 판넬기여도분석
(b) 제진패드의 최적설계



(a) 전체 레벨



(b) 250 Hz 옥타브 밴드에 대한 중주파수 차실소음



(c) 500 Hz 옥타브 밴드에 대한 중주파수 차실소음

그림 16 현상양과 개선안의 비교

구해진다. 이번 과제가 중 주파수대역의 실내소음저감
이므로 진동-음향 연성 모달시험을 그림 13과 같이 수
행해서 관심주파수 대역내에서 다수의 진동-음향 연성
모드들을 그림 14와 같이 구하였다.

(2) 문제정의 및 원인분석

중 주파수대역의 실내소음은 250 Hz 옥타브 밴드가
주요 문제로 남아 있었으며 이 과제의 목표는 부효과
없이 성능을 개선하는 것이다.

(3) 개선안 개발

이를 위해서 모든 계측점들의 민감도를 계산한 후, 가
장 민감도가 큰 계측점 10개에 대해서 실내소음의 S/N
비가 최대가 되는 강건한 조합을 다꾸찌법을 이용해서
그림 15 (a)와 같이 구하였다.

이어서 설계 QCD를 고려하여 선정된 판넬에 대한 제
진 패드의 최적화를 수행해서 그림 15 (b)와 같이 제진
패드의 위치 및 형상을 최적화하였다.

(4) 검증

제안된 개선안을 다수의 시작차에 적용해서 시험한
결과 문제 소음의 S/N비가 증대하는 것을 확인하였으
며 전체 실내소음과 중 주파수대역 옥타브 밴드 성분
을 각각 비교해 보면 그림 16과 같이 나쁜 영향없이 5
dB(A)~10 dB(A)가 개선된 것을 볼 수 있다.

5. 맺음말

이 글에서는 전산모델들을 개발단계와 설계요구에
따라서 효율적으로 사용할 수 있는 적용 프로세스를 제
안하였으며 주요 연구방법 및 결과를 정리하면 다음과
같다.

(1) 제안된 적용 프로세스는 품질기능전개(quality
function deployment)를 이용한 평가방식을 사용하여 5개
의 전산모델들을 비교하였고 당사의 조건에 가장 적합
한 전산모델들을 선정하였다.

(2) 설계단계에서는 유한요소기반 부분구조합성모
델(FEM+FEM)이 가장 효율적인 것으로 보여진다. 또
한, 플랫폼 검증을 위한 검증 1단계에서는 혼성모델
(test + FEM)이 가장 효율적이며 양산성 검증을 위한 검
증 2단계에서는 시험기반 부분구조 합성모델(test + test)
이 가장 효율적인 것으로 평가된다.

(3) 유한요소모델만을 전체 개발과정에 사용하는 경
우에 대비해서 설계, 검증 1 및 검증 2단계에 따라서 유
한요소기반 부분구조합성모델(FEM+FEM), 혼성모델

(test + FEM) 및 시험기반 부분구조 합성모델(test + test) 들을 각각 사용하는 것이 1.46배 만큼 효율적인 것을 알 수 있다.

(4) 제안된 적용 프로세스에 따라서 트림차체를 개발 하였고 효과적으로 설계목표를 달성할 수 있었으며 대 표적인 3가지 적용례를 간략하게 소개하였다. 函

참고문헌

- (1) Brughmans, M., Goossens, S., and Cibrario, V., 2002, "Cross-attribute Optimization to Support the Vehicle Development Process by Simulation Driven Design", SAE.
- (2) Maia, Silva., He, Lieven, Lin, Skingle, To, Urgueira, 1997, Theoretical and Experimental Modal Analysis, Research Studies Press LTD.
- (3) Park, D. C., 1996, "A Study on the Interior Noise Reduction of Passenger Cars Using the Sensitivity Analysis and Optimization Technique for Astructural-acoustic Coupling System", Ph. D. Thesis, Seoul university.
- (4) Nagesh Basavanhalli, 1995, "Reduction of Passenger Car Road Noise using Computational Analysis", SAE 951092, pp. 103~105.
- (5) Tanar Onsay, Anab Akanda, 1999, "Vibro-acoustic Behavior of Bead-stiffened Flat Panels: FEA SEA, and Experimental Analysis", SAE1999-01-1698.
- (6) Lee, D. H. and Whang, W. S., 2001, "About Panel Contribution Analysis of Interior Noise of a Passenger Car", Journal of KSNVE, 1226-0924, 11-2, pp. 187~195.
- (7) Craig Jr., R. R., 1968, Coupling of Substructures for Dynamic Analysis, AIAA Journal, Vol. 6, No7, pp. 1313-1319.
- (8) Craig Jr., R. R., 1987, "A Review of Tme-domain and Frequency-domain Component Mode Synthesis Methods", Int. J. of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 2, No. 2, pp. 59~72.
- (9) Sakai, T., Terada, M., Ono, S., Kamimura, N., Gielen, L. and Mas, P., "Development Procedure for Interior

Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, combining experimental and numerical Component models", SAE 2001-01-1538.

- (10) Park, Y. S., Kim, H. B. and Park, Y. H., 1996, "Vehicle Interior Noise and Vibration Reduction using Experimental Structural Dynamics Modification", Int. Sym. On Vehicle NVH, pp. 133~145.

(부록 1) 전산모델 평가점수의 계산방법

Items	Stages		Models			Test based model	
			Weighting Factor	Full Model	Models using substructure synthesis		
	Design	Validation	Validation	FE Model	FE Model + Test	Test	
Application : Counter-measures	Structural	Global	WF1 _{ij}	RS1 _{jk}	RS1 _{jk}		
		Local					
	Non-structural	Bush Anti-vibration pad Dynamic damper Mass damper					
	Score 1		Design Validation 1 Validation 2	SC1 _{ik}			
Constraints	Accuracy	WF2 _j	RS2 _{jk}	RS2 _{jk}			
	Application flexibility						
	Cost						Modeling time Modeling man-power Necessary data
	Design flexibility						Sensitivity analysis Optimal design Robust design
	Score 2		SC2 _k				
Engineering estimation score with respect to each development stage			Design Validation 1 Validation 2	NSC3 _{ik}			
	Normalized score		Design Validation 1 Validation 2	NSC3 _{ik}			
Engineering estimation score			Total	SC4 _i			
			Optimal	OSC4			
	Normalized score		Total	NSC4 _i			
			Optimal	NOSC4			

$$1. SC1_{ik} = \sum_j (WF1_{ij} \times RS1_{jk}) \quad \text{Eq. A.1}$$

$$2. SC2_k = \sum_j (WF2_j \times RS2_{jk}) \quad \text{Eq. A.2}$$

$$3. SC3_{ik} = SC1_{ik} \times SC2_k \quad \text{Eq. A.3}$$

$$4. NSC3_{ik} = SC3_{ik} + \text{MAX}(SC3_{ik}) \quad \text{Eq. A.4}$$

$$5. SC4_i = \sum_k SC3_{ik} \quad \text{Eq. A.5}$$

$$6. OSC4 = \sum_k \text{MAX}(NSC3_{ik}) \quad \text{Eq. A.6}$$

$$7. NSC4_i = SC4_i + SC4_i \quad \text{Eq. A.5}$$

$$8. NSC4 = OSC4 + SC4_i \quad \text{Eq. A.6}$$