

비선형 특성을 적용한 파워트레인 마운팅 시스템의 마운트 전달력 해석 Analysis of Mount Reaction Forces for Powertrain Mounting Systems using Nonlinear Characteristics

김진훈 · 이수종 · 이우현 · 김정렬

J. H. Kim, S. J. Lee, W. H. Lee and J. R. Kim

Key Words : Engine Exciting Force(엔진가진력), Torsional Damper(비틀림 댐퍼), Balancing Shaft(밸런스 샤프트), Anti-vibration Rubber(방진고무), Hydraulic Mount(유체봉입형 마운트), Rubber Mount(고무 마운트), Dynamic Analysis(동적해석), Nonlinear Characteristics(비선형 특성)

Abstract : The primary objective of this study is to truly understand reaction force be due to engine exciting force. Exciting forces of the engine apply a source of the vehicle NVH(Noise, Vibration, Harshness). To understand reaction force was applied MSC.Nastran software. Analyzed frequency response analysis of powertrain mount system. First, engine exciting force was applied field function. Also nonlinear characteristics was applied field function : such as dynamic spring constant and loss factor. And nonlinear characteristics was applied CBUSH. Generally characteristics of rubber mount is constant frequency. But characteristics of hydraulic mount depend to frequency. Therefore nonlinear characteristics was applied. Powertrain mounting system be influenced by powertrain specification, mount position, mount angle and mount characteristics etc. In this study, we was analyzed effects of powertrain mounting system. And we was varied dynamics spring constant and loss factor of mounts.

1. 서 론

최근 자동차 산업의 발전과 동시에 소비자는 더욱 향상된 자동차의 성능을 요구하고 있다. 따라서 소비자는 자동차의 승차감과 실내 정숙성 및 주행 안정성 등에 많은 관심을 보이고 있다. 그리하여 자동차의 진동소음이 자동차 성능평가에 대한 중요한 지표로 사용되고 있다.

이러한 진동소음 측면에서 소비자의 요구를 충족시키기 위해 크랭크 축에 비틀림 댐퍼(torsional damper)를 적용¹⁾하거나 2차 불평형 관성력 저감을 위해 밸런스 샤프트(balancing shaft) 등을 적용²⁾하는 방법이 사용되고 있다. 또한, 엔진마운트(engine mount) 등의 방진고무(anti-vibration rubber)를 적용하여 진동소음원을 절연하는 방법도 사용되고 있다. 엔진마운트는 고무의 탄성력뿐 만 아니라 유체의 감

쇠력을 이용하는 유체봉입형 마운트(hydraulic mount)가 널리 사용되고 있다. 일반적인 고무 마운트(rubber mount)의 특성은 주파수에 따라 일정한 경향을 보이나 유체봉입형 마운트의 특성은 주파수에 의존적인 비선형 특성(nonlinear characteristics)을 보인다.

선행연구^{3),4)}에서 자동차의 진동소음원으로 작용하는 엔진가진력(engine exciting force)을 이론방정식으로 정식화하였으며 또한 상용해석소프트웨어인 MSC.ADAMS 소프트웨어를 이용하여 계산하였다.

본 연구에서는 선행연구에서 해석한 엔진가진력을 고려하여 유체봉입형 마운트의 주파수 의존 비선형 특성을 적용한 파워트레인 마운팅 시스템의 동적해석^{5),6)}(dynamic analysis)을 MSC.Nastran 소프트웨어⁷⁾로 해석하였다.

2. 본 론

2.1 엔진가진력 해석

선행연구에서 파워트레인 마운팅 시스템의 마운트 전달력 해석을 위하여 엔진 공회전(idle)시의 엔진가진력을 계산하였다. 엔진가진력 계산을 위해 이

접수일 : 2007년 12월 27일, 채택확정 : 2008년 2월 26일
김진훈(책임저자) : 부경대학교 대학원 설계생산자동화공학
E-mail : huni21@pknu.ac.kr Tel. 051-620-1594
이수종 : 부경대학교 기계공학부
이우현 : (주)대홍알엔티 기술연구소
김정렬 : 한국해양대학교 기관시스템공학부

론적으로 정식화하여 프로그래밍한 방법, 그리고 ADAMS/View와 ADAMS/Engine의 GUI 환경에서 구현한 방법 등 총 3가지 방법을 이용하여 계산하였으나 본 연구에서는 ADAMS/Engine의 해석결과를 이용하였다. 계산에 적용된 엔진의 사양은 Table 1과 같으며 Fig. 1은 ADAMS/Engine에서 구현한 엔진 모델을 나타낸 것이다. Fig. 2는 계산한 엔진 가진력을 나타낸 것이다.

Table 1 Specification of engine

2,000cc, In-line 4 cylinders engine		
Crank shaft	Mass : m_1 [kg]	15.5
	Crank radius : R [mm]	41.2
	Length from crank axis to C.M : C [mm]	14
Connecting rod	Mass : m_2 [kg]	0.61
	Effective connecting rod length : L [mm]	155.5
	Length from big eye center to C.M : A [mm]	46.8
Piston	Mass : m_3 [kg]	0.37
	Head diameter [mm]	86.2
	Axial cylinder distance [mm]	91.6

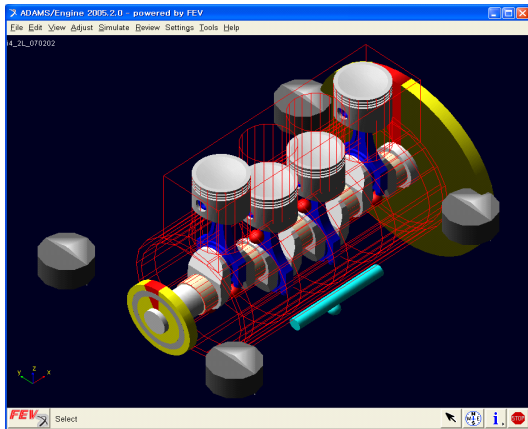


Fig. 1 ADAMS/Engine model

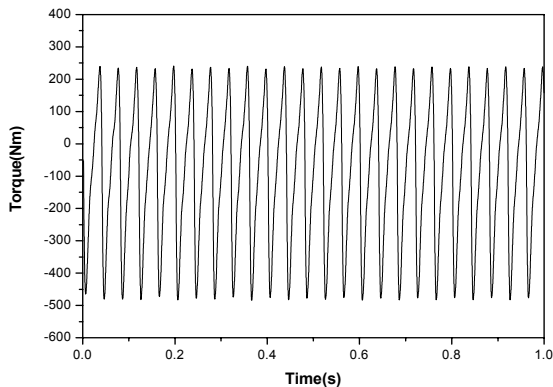
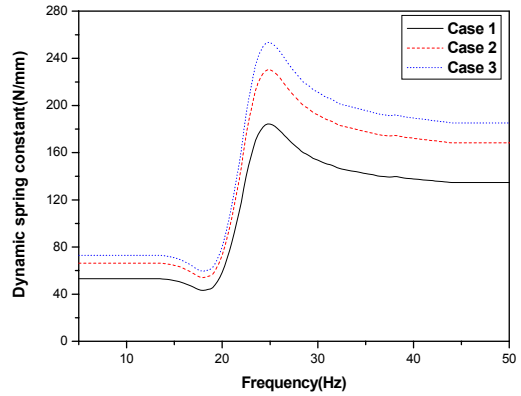
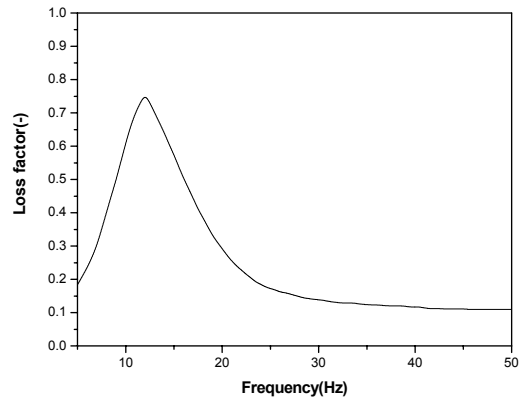


Fig. 2 Engine exciting forces

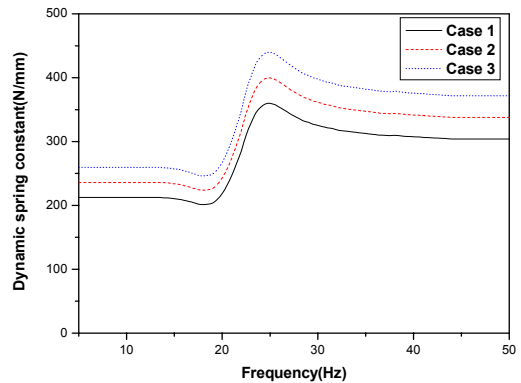
2.2 비선형 마운트 특성



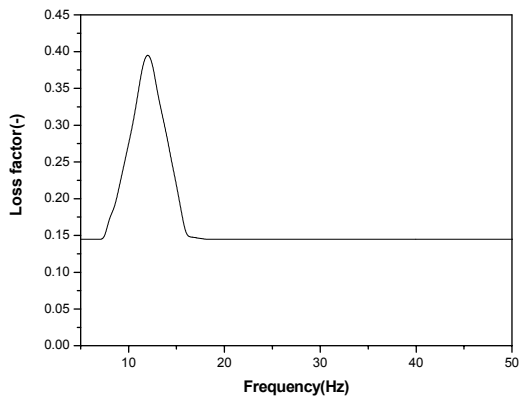
(a) Dynamic spring constant of engine mount



(b) Value of loss factor $\tan\delta$ in engine mount



(c) Dynamic spring constant of transmission mount



(d) Value of loss factor $\tan\delta$ in transmission mount

Fig. 3 Nonlinear characteristics of mount

일반적으로 고무마운트는 주파수에 따라 특성이 일정한 값을 보인다. 그러나 유체봉입형 마운트의 경우는 마운트 내부에 유체를 삽입함으로써 주파수에 따라 동강성(dynamic spring constant)과 댐핑계수(loss factor)가 변화하는 주파수 의존적인 비선형 특성을 가진다. Fig. 3은 이러한 유체봉입형 마운트의 주파수 의존적인 특성을 나타낸 것으로 이는 파워트레인 마운팅 시스템의 동적해석시에 중요한 입력변수로 작용한다. 본 연구에서는 파워트레인 마운팅 시스템의 여러 가지 지지방식 가운데 4점지지 방식⁸⁾(TRA 4-point mount system)을 채택하였다. 4점지지 방식은 엔진마운트, 트랜스미션 마운트(transmission mount), 프런트 롤 마운트(front roll mount), 리어 롤 마운트(rear roll mount)를 적용하며 이 마운트 중에서 주파수 의존적인 비선형 특성을 엔진마운트와 트랜스미션 마운트에 적용하여 해석을 수행하였다.

3. 해석 및 검토

3.1 해석

해석에 적용된 파워트레인의 사양은 Table 2와 같다. 일반적으로 파워트레인 시스템의 거동에 영향을 미치는 변수^{9)~11)}로는 파워트레인의 제원, 마운트의 장착위치 및 각도, 마운트의 강성 및 댐핑계수 등 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 마운트의 강성 및 댐핑계수를 변수로 선택하여 해석을 수행하였다.

Table 2 Specification of powertrain

Mass	m [kg]	224.5
Center of mass	x [m]	-0.209
	y [m]	0.049
	z [m]	0.103
Mass moment of inertia	I_{xx} [kg · m ²]	17.864
	I_{xy} [kg · m ²]	-2.768
	I_{xz} [kg · m ²]	-0.608
	I_{yy} [kg · m ²]	7.407
	I_{yz} [kg · m ²]	3.109
	I_{zz} [kg · m ²]	17.284

앞서 계산한 엔진가진력을 MSC.Patran 환경에서 field 함수로 구성하여 파워트레인의 질량중심에 입력값으로 부여하였다. 유체봉입형 마운트가 적용되는 엔진마운트와 트랜스미션 마운트는 주파수에 의존하는 특성치를 부여할 수 있는 CBUSH 요소를 사용하여 구현하였다. Fig. 3에 나타낸 비선형특성을 field 함수를 이용하여 구현하였다. 그리고 프런트 롤 마운트와 리어 롤 마운트는 선형적인 값을 부여하여 해석을 수행하였다. Table 3은 해석에 적용된 마운트 특성을 나타낸 것이다.

프런트 롤 마운트 특성과 리어 롤 마운트 특성은 변화시키지 않았으며 엔진마운트 특성을 변화시킨 경우의 해석과 트랜스미션 마운트 특성을 변화시킨 경우의 해석을 수행하였다.

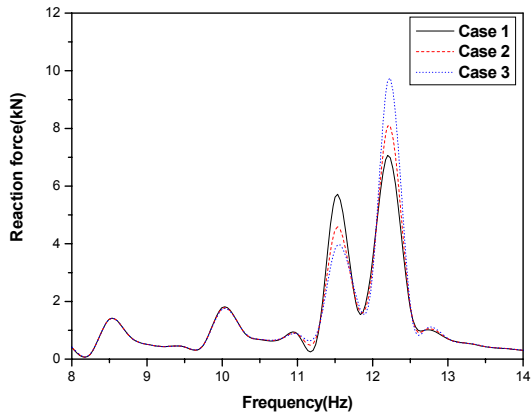
Table 3 Characteristics of each mount

	Direction	Case 1 [N/mm]	Case 2 [N/mm]	Case 3 [N/mm]
Engine mount	x	130.58	145.09	159.60
	y	130.58	145.09	159.60
	z	Fig. 3		
Transmission mount	x	65.22	72.47	79.72
	y	260.90	289.88	318.87
	z	Fig. 3		
Front roll mount	x	271.90		
	y	66.96		
	z	89.18		
Rear roll mount	x	253.46		
	y	62.65		
	z	89.18		

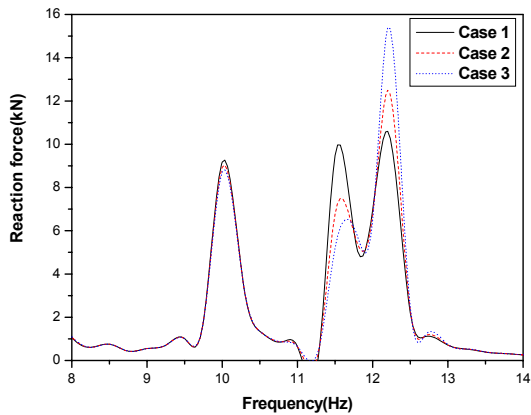
3.2 엔진마운트 특성 변화에 의한 해석

우선 엔진마운트의 특성을 변화시키면서 파워트레인 마운팅 시스템의 각 마운트에 작용하는 전달력을 해석하였다.

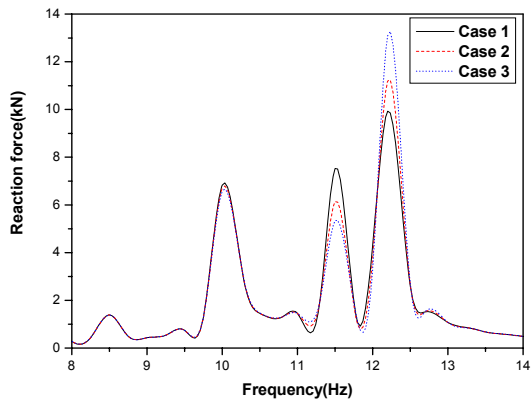
Fig. 4는 Fig. 3의 (a)와 (b)의 엔진마운트 강성과 댐핑계수의 특성을 적용하였을 때 각 마운트에 작용하는 전달력을 나타낸 것이다.



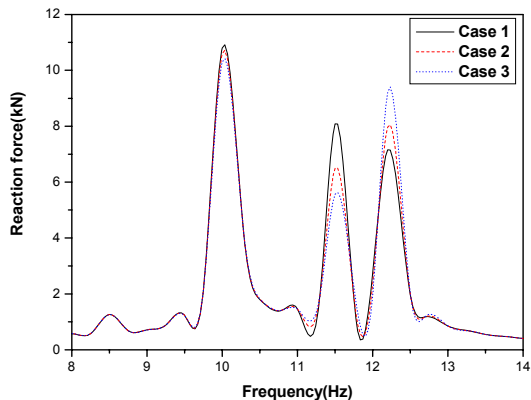
(a) Reaction force at engine mount



(b) Reaction force at transmission mount



(c) Reaction force at front roll mount



(d) Reaction force at rear roll mount

Fig. 4 Reaction force at each mount versus engine mount characteristics

결과를 검토하여 보면 마운트의 강성이 증가함에 따라 각 마운트에 작용하는 전달력 또한 증가함을 알 수 있다. 엔진마운트에 작용하는 전달력을 살펴 보면 11.5[Hz] 부근에서는 Case 1의 전달력이 가장 크게 나타나며 12.3[Hz] 부근에서는 Case 3의 전달력이 가장 크게 나타나므로 전체 주파수 구간에서의 결과치를 검토하여 볼 때 Case 2의 특성을 적용한 경우가 최적 파워트레인 마운팅 시스템의 조건으로 사료된다. 이러한 경향은 트랜스미션 마운트, 프론트 롤 마운트, 리어 롤 마운트의 나머지 3가지 마운트의 경우에도 비슷하게 나타남을 확인할 수 있다.

3.3 트랜스미션 마운트 특성 변화에 의한 해석

다음으로 트랜스미션 마운트의 특성을 변화시키면서 해석을 수행하였다. Fig. 5는 Fig. 3의 (c)와 (d)의 트랜스미션 마운트 강성과 댐핑계수의 특성을 적용하였을 때 각 마운트에 작용하는 전달력을 나타낸 것이다.

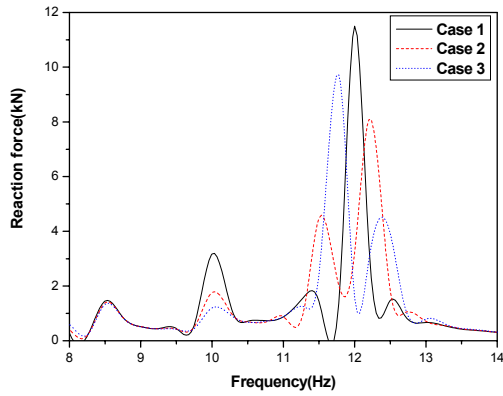
엔진마운트에 작용하는 해석 결과의 경우 12[Hz] 부근에서 Case 1의 전달력이 가장 크게 나타나는 것을 확인할 때 마운트의 강성이 작더라도 전달력이 크게 작용할 수 있음을 알 수이다. 이 경우는 파워트레인 마운팅 시스템의 마운트 장착위치나 각도 등 다른 변수를 적절히 조절하여 최적의 조건을 찾아야 할 것이다.

다른 3가지 마운트의 전달력을 검토하여 볼 때 전체 주파수 영역에서 Case 2의 특성을 적용한 경우가 최적의 파워트레인 마운팅 시스템을 구축할 수 있을 것으로 사료된다.

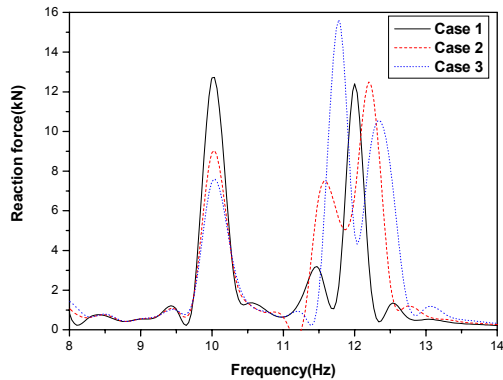
Fig. 6은 엔진마운트의 특성과 트랜스미션 마운트의 특성을 달리한 두 가지 해석에서 최적의 조건으로 사료되는 Case 2의 각 마운트에 작용하는 전달력을 나타낸 것이다. 12.3[Hz] 부근의 결과를 확인하여 볼 때 트랜스미션 마운트의 전달력이 가장 크게 나타났으며 엔진마운트의 전달력이 가장 작게 나타났다. 엔진마운트의 전달력은 전체적으로 다른 마운트의 전달력보다 대체적으로 작게 나타남을 확인할 수 있다.

4. 결 론

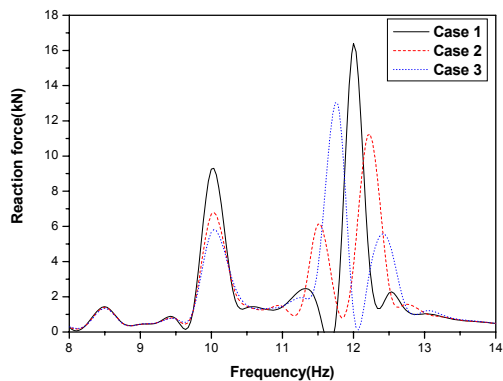
파워트레인 마운팅 시스템의 동적해석을 수행하



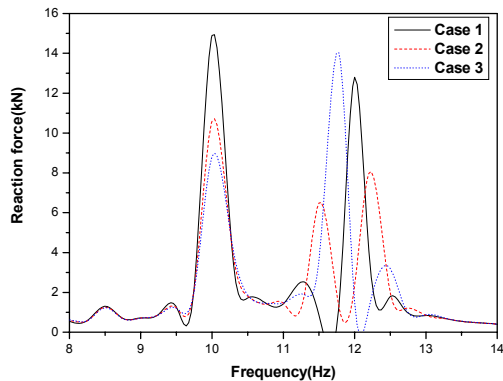
(a) Reaction force at engine mount



(b) Reaction force at transmission mount



(c) Reaction force at front roll mount



(d) Reaction force at rear roll mount

Fig. 5 Reaction force at each mount versus transmission mount characteristics

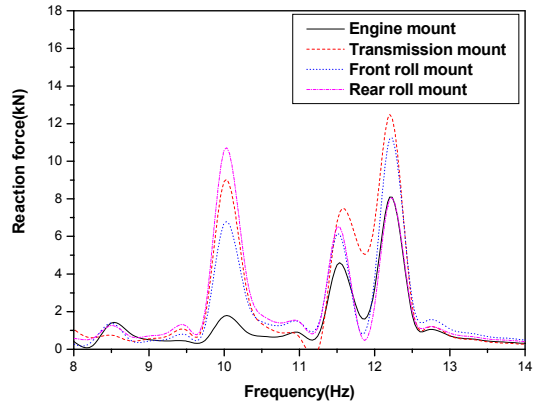


Fig. 6 Reaction force at each mount applying for optimum condition

기 위해 MSC.Nastran을 이용하였다. 엔진가진력은 선행연구에서 MSC.ADAMS를 이용하여 계산한 결과치를 field 함수를 구성하여 입력값으로 주었다. 유체봉입형 마운트의 비선형 특성을 나타내기 위해 CBUSH 요소를 사용하였으며 이 또한 field 함수를 구성하여 입력을 주었다. 그리하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 유체봉입형 마운트의 비선형 특성치를 고려한 파워트레인 마운팅 시스템의 동적해석이 필요함을 알 수 있다.
- 2) MSC.Nastran의 CBUSH 요소를 사용하면 유체봉입형 마운트의 비선형 특성치를 나타내는데 유효함을 알 수 있다.
- 3) 마운트의 특성치 뿐만 아니라 파워트레인 제원, 장착위치 및 각도 등 다른 변수도 고려해야 함을 알 수 있다.

참고 문헌

1. 한영출, 1982, “고속 디젤 기관의 점성 비틀림 진동 댐퍼에 관한 연구”, 자동차 기술학회지, 제4권, 제1호, pp. 20~30.
2. 최천, 서명원, 김영진, 2000, “밸런스 샤프트 적용에 따른 4기통 디젤 엔진 블록의 방사소음 특성 개선 해석”, 한국자동차공학회 논문집, 제8권, 제5호, pp. 129~137.
3. 김진훈 외 3명, 2007, “직렬 4기통 엔진의 가진력 해석”, 2007년도 한국동력기계공학회 추계학술대회 논문집, pp. 235~240.
4. J. H. Kim et al., 2007, “Analysis of Engine Exciting Forces for In-Line”, ISMT 2007 Proceedings, pp. 211~216.

5. 김정규, 2002, “전산 모의실험에 의한 엔진마운트 시스템의 동특성 해석”, 울산대학교 대학원.
6. 이주형 외 3명, 2006, “Powertrain에 의한 차량 실내소음 예측을 위한 엔진 가진력 해석에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 논문집, 제16권, 제12호, pp. 1244~1251.
7. “Basic Dynamic Analysis User’s Guide”, MSC.Software.
8. Manfred Hofmann, 2001, “Antivibration Systems”, Trelleborg Automotive Technical Center. pp. 53~55.
9. J. C. Kim, “Theory of Engine Mount System”, Hyundai Motor Company.
10. “Powertrain Mounting Design Guide”, General Motors Corporation.
11. “Engine Mounting Design Guide”, Ford Motor Company.