

공기 현가 장치를 장착한 트랙터-트레일러형 차량 시스템의 충격진동 해석

Shock and vibration analysis of a tractor-trailer type vehicle system with air suspension

김 종 길* 하 태 완*
Kim, Jong-Gil Ha, Tae-Wan

ABSTRACT

Shock and vibration characteristics of a tractor-trailer type vehicle system with air suspension and air coupler running on a single bump road are investigated. The vehicle system is modelled and solved to two types of models, i.e. rigid-multi-body and flexible-multi-body model, by ADAMS and NASTRAN software. And the shock impulse is given by a single bump model on the road. When the analysis results of the rigid-multi-body model is compared with those of the flexible-multi-body model, it is revealed that the vibration and accelerations of the latter model are more repetitive and larger than the former.

주요기술용어 : rigid-multi-body model(강체 다물체 모델), flexible-multi-body model(유연 다물체 모델), tractor-trailer type vehicle system(트랙터-트레일러형 차량 시스템)

1. 서 론

군용으로 사용되는 트랙터-트레일러형 차량 시스템은 큰 수송능력과 각 종의 다양한 장비를 운용자의 사양에 맞추어 설계 및 제작, 운용할 수 있는 이점 때문에 미국을 비롯한 많은 국가에서 이용되고 있는 장비이다. 특히 미국과 같은 경우 이동식 유도 무기의 플랫폼으로써 그 진가를 유감없이 발휘하고 있으며, 레이더나 각종 정밀 병기의 운송수단이 되기도 한다. 또 트랙터-트레일러형 차량 시스템은 민수 분야에서도 현가장치나 킹핀의 개선으로 충격흡수능

력이 우수해짐으로써 외부 충격에 쉽게 파손될 수 있는 부품이나 완성품을 대량으로 운송하는 수단으로 그 활용도가 꾸준히 증가하고 있다. 이와 같은 세계적인 추세와 더불어 국내에서도 민, 군 분야에서 운송수단을 넘어 다양하게 용도가 증가하고 있으나 우수한 설계를 위해서는 꼭 필요한 주행 동 특성 해석 등의 연구가 유사한 운송수단인 승용차나 트럭 등에 비해 찾아보기가 힘든 실정이다.

지금까지 차량에 대한 다물체 동역학⁽¹⁾⁽²⁾은 주로 구조물을 강체로 가정하여 승차감과 조향성 해석에 대해 활발한 연구가 진행 되어왔고, 실제 차량 개발 단계에 사용되고 있으나 강체 다물체 동역학(rigid-

* 국방과학연구소

multi-body dynamics)에서는 차량의 구성품들을 대부분 강체로 가정하기 때문에 해석 결과에 많은 오차를 포함할 수 있다. 그러나 구조물을 강체 대신 실제에 보다 가까운 유연체로 모델링을 하는 유연 다물체 동역학(flexible-multi-body dynamics) 해석을 수행하면 보다 정확한 해석 결과를 얻을 수 있다⁽³⁾⁻⁽⁴⁾⁻⁽⁵⁾. 반면, 유연 다물체 동역학 해석을 실시하기 위해서는 차량 동역학 모델 및 유한요소 모델 등을 준비하는데 상당한 시간과 기술이 요구된다.

본 연구에서는 주행 중 가진 입력의 크기를 최소화시킬 수 있도록 공기 현수장치와 공기 커플러를 장착한 트랙터-트레일러형 차량 시스템을 대상으로 강체와 유연 다물체 동역학 기법을 모두 이용하여 모델링 하고, 단일 범프(single bump)를 통과할 때 임펄스 형태의 충격이 전달되어 나타나는 차량 시스템과 탑재물의 진동특성을 비교 고찰하였다. 모델링과 이론 해석은 범용 동역학 해석 프로그램인 ADAMS⁽⁶⁾와 유한요소 해석 프로그램인 MSC/NASTRAN⁽⁷⁾을 이용하였다. 주행중 임펄스를 제공하는 범프는 원호형상의 단일 범프로 하였고, 범프를 통과하는 차량의 속도를 저속부터 고속까지 다양하게 변화시켜 분석하였다.

2. 운동방정식

다물체 동역학에서 기계계(mechanical systems)는 조인트, 댐퍼, 스프링 등으로 연결되어져 부분적 또는 전체적으로 상대운동을 하는 강체들의 집합으로 정의된다. 이러한 기계계의 특성은 강체들의 강성, 강체간 조인트의 종류, 댐퍼, 스프링 등의 물성치에 의해 규정되어지며, 범용 다물체 동적 해석 프로그램은 이러한 특성치들을 입력 자료로 이용하여 기계계의 동적 해석에 필요한 운동 방정식과 구속 조건을 생성하여 해석을 수행한다.

2.1 다물체 동역학 이론

다물체 동역학 해석 프로그램은 입력된 기계계의 연결성 및 물리학적, 기구학적 특성치들로부터 동적 해석에 필요한 운동 방정식과 구속 함수를 생성한 뒤 이들을 연립하여 다음과 같은 형태의 식을 구성한다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq - \sum_{j=1}^n Q_j - \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial q} \lambda_i = 0 \quad (1)$$

여기서, q 는 일반좌표, Φ_i 는 i 번째 구속함수, λ_i 는 구속과 관련된 라그랑지 승수이며, Q_j 는 j 번째 일반력을 나타낸다.

식(1)은 6개의 비선형 2차 미분 방정식으로 식(2)와 같이 변수 u 를 도입하는 일반적인 방법에 의해서 12개의 1차 미분 방정식으로 변환된다.

$$u - \dot{q} = 0 \quad (or \quad \dot{u} = \ddot{q}) \quad (2)$$

따라서

$$M\dot{u} + C\dot{q} + Kq - \sum_{j=1}^n Q_j - \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial q} \lambda_i = 0 \quad (3)$$

$$\Phi(x, y, z, \psi, \theta, \phi) = 0 \quad (4)$$

위의 식(3), (4)는 12개의 1차 미분 방정식을 구성하며, 3개의 식(2), (3), (4)는 입력된 기계계를 모두 정의한다.

이렇게 구성된 식에 다음과 같이 뉴우튼 반복법(newton iteration method)을 적용하여 수치해석을 수행한다.

$$[J(q_p, \dot{q}_p)] \Delta(q_p, \dot{q}_p) = -e_p(q_p, \dot{q}_p) \quad (5)$$

여기서, J 는 계의 자코비안, Δq_p 는 계의 변수 증분 벡터, e_p 는 오차항의 벡터이며, p 는 적분 단계를 나타낸다.

매 반복 단계마다 Stiff 적분 알고리즘을 사용하여 다음과 같이 일반 좌표계의 새로운 값을 예측한다.

$$\{q_{p+1}\} = \{q_p + \Delta q_p\} \quad (6)$$

$$\{\dot{q}_{p+1}\} = \{\dot{q}_p + \Delta \dot{q}_p\} \quad (7)$$

$$\{\Delta(q_{p+1}, \dot{q}_p)\} = [J^{-1}]\{-e_p\} \quad (8)$$

2.2 ADAMS/Flex

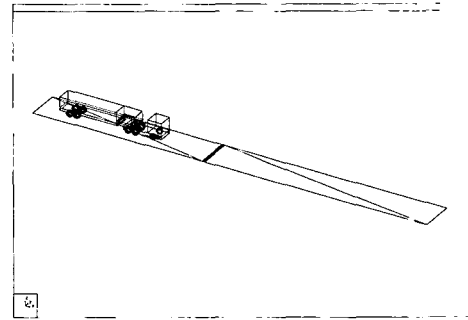
Flex는 modal flexibility method를 이용하여 유연체 모델을 만드는 프로그램이다. 유연체 모델을 만드는 과정은 먼저 유한요소 프로그램을 이용하여 유한요소 모델을 만든 후, 모드 해석을 실행하고 해석에 포함할 모드와 인터페이스 노드를 선택한다. 그리고 유한요소 데이터를 유연체 동역학 데이터로 변환 시켜 주는 프로그램을 이용하여 modal neutral file(MNF)을 생성하고, 이 파일을 이용하여 유연체 모델을 만들게 된다. 이 MNF에는 절점과 요소에 대한 위치, 무게와 관성치 그리고 모드 형태 등을 포함한다.

3. 차량 시스템 모델링

차량의 좌표계는 Fig. 1과 같이 차량의 진행방향을 양의 X축으로 정의하였으며, 차량의 상부 수직방향을 양의 Z축으로 정의하였다.

해석하고자 하는 차량 시스템은 트랙터, 트레일러 및 탑재물로 구성되어 있다.

강체 모델링에서는 ADAMS를 이용하여 트랙터, 트레일러, 탑재물로 나누어서 각각 모델링을 하였으며, 트랙터 모델은 차체, 현가장치 및 오륜만 모델링



(Fig. 1) Coordinate of vehicle system

을 하였다. 본 연구의 해석에서는 단순 직진 주행만 고려 하였기 때문에 조향장치와 관련된 부분은 모델링에서 제외하였다. 트레일러는 몸체, 공기 커플러, 공기 현가장치로 나누어서 각각 강체로 모델링을 하였고, 탑재물도 하나의 강체로 가정하여 모델링을 하였다.

유연체 모델링에서는 트랙터는 강체 모델링과 동일하게 하였고, 트레일러는 공기 커플러와 공기 현가장치를 강체로 모델링 하고, 몸체는 Flex 모듈을 이용하여 유연체로 모델링을 하였다. 탑재물도 Flex 모듈을 이용하여 유연체로 모델링을 하였다. 유연체 모델링을 하는데 사용된 프로그램으로는 전처리 작업인 유한요소 모델링에는 I-DEAS Master series 6.0을 사용하였고, 유연 다물체 동역학 해석에 필요한 유한요소 데이터를 얻기 위한 모드 해석에는 MSC/ NASTRAN v70.0.0을 이용하였다. 위의 사항을 정리하여 강체 모델과 유연체 모델에 대한 차량 시스템 각 구성품의 모델 방법을 Table 1에 나타내었으며, 각 구성품에 대한 모델링 내용을 아래에 상세히 설명하였다.

(Table 1) Model classification of vehicle system

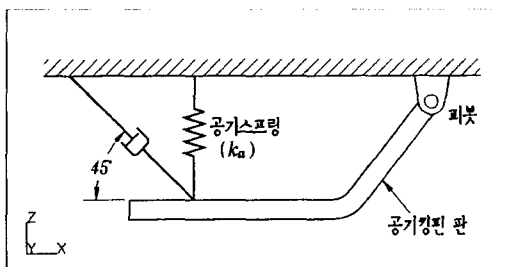
	트랙터	트레일러	탑재물	자유도
강체	강체	강체	강체	39
유연체	강체	유연체	유연체	47

3.1 트랙터

트랙터는 차체, 전륜, 후전륜, 후후륜, 오륜으로 구성되어 있고, 각각을 하나의 강체로 모델링을 하였다. 현가장치 부분의 경우, 전륜은 차량몸체와 첫 번째 차축을 병진 조인트(translational joint)로 연결하여 운동을 구속시킨 후 양쪽 현가장치 부분을 스프링-댐퍼를 사용하여 모델링을 하였고, 양쪽 차축 끝에 있는 타이어도 각각 모델링을 하였다. 실제 트랙터의 현가장치 부분은 판 스프링으로 되어 있으나, 해석에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단되어서 코일 스프링으로 등가화 시켜 모델링을 하였다. 후전륜과 후후륜도 전륜과 마찬가지로 병진 조인트와 스프링-댐퍼를 사용하여 모델링을 하였다.

3.2 트레일러

트레일러는 크게 공기 커플러, 공기 현가장치, 몸체 3가지로 나눌 수가 있다. 일반 트레일러의 커플러는 킹핀을 트레일러 몸체에 철 구조물을 용접하여 사용하기 때문에 견인차량의 진동이 직접 트레일러에 전달되지만 공기 커플러는 견인차량으로부터 전달되는 진동과 충격을 줄이기 위하여 공기 현가장치와 비슷한 원리를 이용하여 견인차량으로부터 전달되는 진동과 충격을 완화하도록 되어 있다. Fig. 2에 공기 커플러의 구조를 나타내었으며, 강체 모델링에서는 공기 킹핀 판을 하나

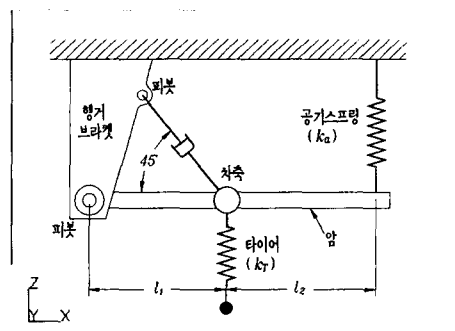


[Fig. 2] Structure of air coupler

의 강체로 고려하여 트레일러와 회전점에서 Y축에 대한 회전 조인트로 연결시켰다. 그리고 그 사이에 수직 방향으로 공기 스프링을 모델링하고, 기구학적인 구조를 고려하여 공기 킹핀 판과 트레일러가 45도의 각도를 이루도록 댐퍼를 모델링 하였다.

공기 현가장치는 일반적인 겹판 스프링 현가장치에 비해 진동절연 특성이 매우 우수하다. Fig. 3에 공기 현가장치의 구조를 나타내었으며, 공기 커플러와 마찬가지로 기구학적인 조건을 고려하여 강체로 모델링을 하였다. 차축을 하나의 강체로 고려하여 차축의 트레일링 암과 행거 브라켓을 Y축에 대한 회전 조인트로 연결하여 차축이 행거 브라켓의 피봇점을 중심으로 회전운동만 하도록 구속시켰다. 공기 스프링은 차축의 중심점에서 l_2 만큼 옆으로 이동한 지점에서 트레일러 몸체와 수직하게 모델링 하였다. 그리고 심한 충격에 의해 차축의 윗방향 휠 운동량이 일정량을 초과할 경우 금속접촉 방지를 위해 설치되어 있는 범프 스톱퍼도 모델링을 하였다. 댐퍼는 Fig. 3과 같이 차축과 행거 브라켓 사이에 45도 각도로 설치되어 있으며 이러한 기구학적인 요소를 고려하여 실제와 같이 모델링 하였다.

트레일러 몸체의 강체 모델링에서는 Table 2와 같은 물성치를 가지는 하나의 강체로 모델링을 하였으며, 유연체 모델링에서는 주행 중 발생하는 탄성변형을 포함할 수 있도록 ADAMS/Flex를 이용하여 모델



[Fig. 3] Structure of air suspension

(Table 2) Properties of trailer body

Mass [kg]	Ixx [kg · m ²]	Iyy [kg · m ²]	Izz [kg · m ²]
8000	3396	125200	122800

링을 하였다.

Fig. 4(a,b,c)는 트레일러 유한요소 모델의 해석결과 중 유연체 모델에서 사용한 3가지 모드 형상으로서 각각 Y축에 대한 굽힘모드, X축에 대한 비틀림 모드 및 Z축에 대한 굽힘모드를 나타낸다. Fig. 4(a)의 굽힘모드는 트레일러의 큰 길이 때문에 나타나는 굽힘 현상을 고려하기 위해 선정하였으며 Fig. 4(b)의 비틀림 모드는 트레일러의 독립현가장치가 범프를 통과하여 발생할 수 있는 비틀림 현상을 나타낼 수 있도록 선정하였다. 또 Fig. 4(c)의 굽힘모드는 차체의 횡방향 가속도와 yaw의 영향으로 수직축(Z축) 주위로 뒤틀릴 경우의 변형을 고려하기 위하여 선정하였다.

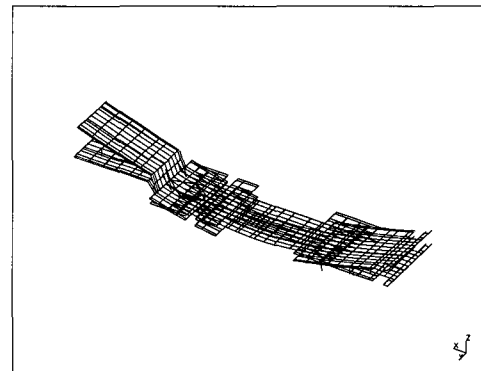
Table 3은 트레일러를 MSC/NASTRAN에서 구한 모드와 ADAMS/Flex에서 구한 모드를 서로 비교한 것으로, 약간의 차이가 나는 것은 절점수와 요소수가 많은 큰 유한요소 모델을 다물체 동역학 모델로 변환하는 과정에서 발생하는 오차로 추정된다.

(Table 3) Comparison of trailer natural frequencies by NASTRAN and ADAMS

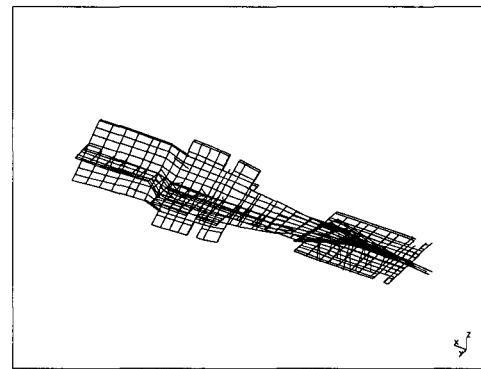
	Mode 1	Mode 2	Mode 3
NASTRAN	8.18 Hz	9.43 Hz	19.53 Hz
ADAMS	7.69 Hz	8.35 Hz	17.43 Hz

3.3 탑재물

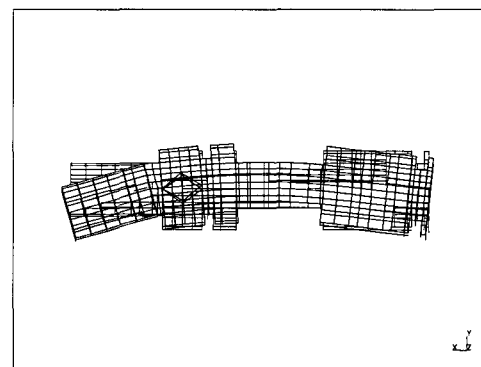
강체 모델에서는 1개의 강체로 모델링을 하였고, 유연체 모델링에서는 주행 중에 나타나는 탄성 효과를 표현하기 위해 1차, 2차 굽힘모드만 결과를 포함



(a) Bending mode about Y axis (8.18 Hz)



(b) Twisting mode about X axis (9.43 Hz)



(c) Bending mode about Z axis (19.53 Hz)

(Fig. 4) Representative mode shape of trailer

시켰다. Table 4는 탑재물을 MSC/NASTRAN에서 구한 모드와 ADAMS/Flex에서 구한 모드를 비교한 것으로 첫 번째 모드는 거의 같고, 두 번째 모드에서는 약간의 차이를 보이고 있다.

[Table 4] Comparison of object natural frequencies by NASTRAN and ADAMS

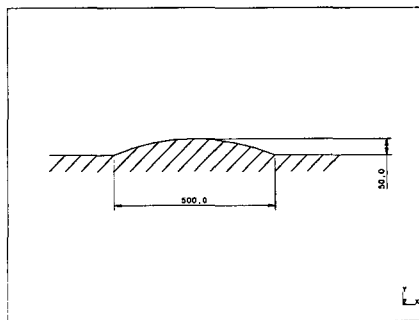
	Mode 1	Mode 2
NASTRAN	13.669 Hz	28.291 Hz
ADAMS	13.092 Hz	33.932 Hz

3.4 타이어

본 연구 대상인 차량 시스템에는 트랙터에 10개, 트레일러에 8개의 타이어가 부착되어 있으며, 모든 타이어를 ADAMS의 타이어 모듈을 이용하여 모델링을 하였다. 타이어 모듈중에서도 longitudinal slip 효과와 lateral slip 효과가 서로 관계가 없는 간단한 운동일 경우에 대해서 바람직한 결과를 제공하는 fiala 타이어 모듈을 사용하였다.

3.5 노면

임펄스 효과를 제공하는 범프는 Fig. 5와 같이 높이 50mm, 폭 500mm인 원호 형상으로 하였다. 차량



(Fig. 5) Bump profile

이 정지해 있는 지점으로부터 10m 앞에 범프가 있는 것으로 가정하여 모델링을 하였다.

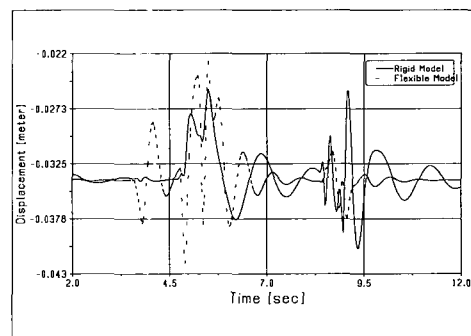
4. 해석 및 결과 고찰

트레일러와 탑재물의 탄성효과 고려 여부에 따라 2가지로 모델링 한 차량 시스템에 대해서 범프 통과 시 시뮬레이션을 수행하고, 이들 결과를 비교하여 트레일러와 탑재물의 탄성 효과가 충격 진동효과에 미치는 영향을 비교 분석하였다.

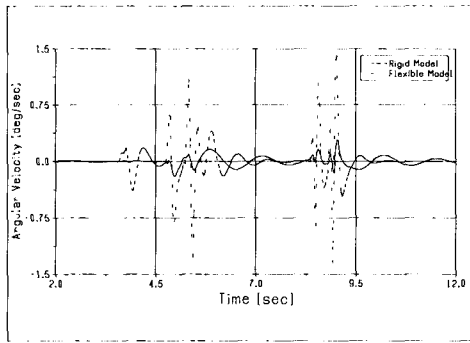
범프 통과 시뮬레이션은 차량 모델이 범프가 위치한 곳으로부터 전방 10m에 위치하여 있으며, 초기에 정적평형을 이룬 후에 10~80km/h 사이의 다양한 속도로 정속 직진주행을 시켰다.

Fig. 6은 주행 속도가 10km/h일 때 트레일러 구즈넥 위치에서의 수직방향의 변위를 나타내며, 강체 모델과 유연체 모델이 서로 비슷한 경향을 보이고 있으나, 최고값은 유연체 모델이 크고 진동특성도 더 반복적인 것으로 나타났다.

Fig. 7은 주행속도 10km/h일 때 탑재물의 피치 방향에 대한 각속도로서 역시 유연체 모델이 최고값 1.4 deg/sec로 강체 모델의 0.35 deg/sec에 비해서 더 크고 진동특성도 더 반복적인 것으로 나타났다.



(Fig. 6) Vertical displacement of trailer(at gooseneck, V=10km/h)



(Fig. 7) Angular velocity of object (at C.G, V=10km/h)

Fig. 8~10은 트레일러 및 탑재물에 대한 해석 결과 중 수직 가속도를 시간 영역에서 각각 비교한 그림이다.

Fig. 8은 주행속도가 10km/h일 때 트레일러 구즈넥 위치에서의 수직 가속도로, 강체 모델일 때는 트랙터가 범프를 통과 할 때 보다는 트레일러 차축이 범프를 통과할 때 큰 가속도 값이 나타났다. 그러나 유연체 모델에서는 구즈넥의 위치가 트랙터의 두 번째와 세 번째 차축 사이에 위치해 있으므로 트랙터의 첫 번째 차축이 범프를 통과하고 난 후 두 번째와 세 번째 차축이 범프를 통과 할 때 최대 가속도 값이 나타났으며, 트랙터가 완전히 범프를 통과한 후 트레일러의 차축이 통과시에는 훨씬 작은 수직 가속도 값이

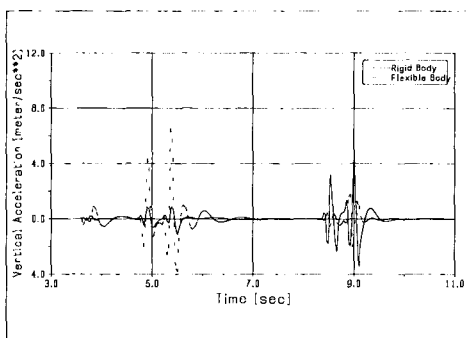
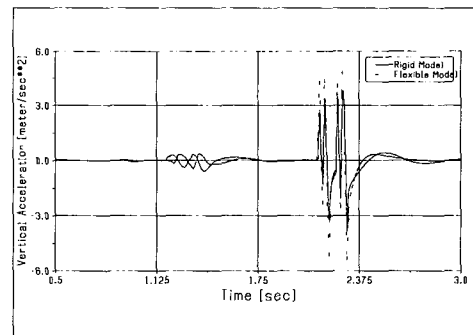


Fig. 8 Vertical acceleration of trailer (at gooseneck, V=10km/h)

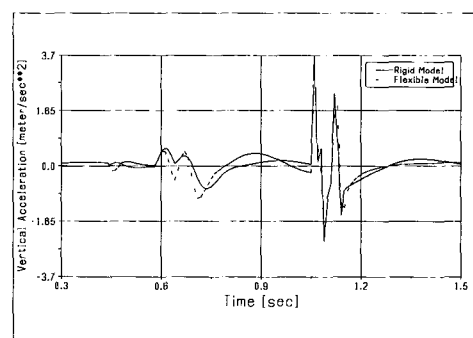
발생하므로써, 구즈넥 부위에서는 강체 모델과 유연체 모델에 의한 해석의 차이점이 확실히 드러나고 있다.

Fig. 9는 주행 속도가 40km/h 일 때 트레일러 후방 위치에서의 수직 가속도를 나타내며, 최고값은 강체 모델이 0.3939g, 유연체 모델이 0.5531g로 유연체 모델이 크게 나타났으나, 경향은 비슷하다.

Fig. 10은 주행 속도가 80km/h 일 때 탑재물의 무게중심에서의 수직가속도 값을 나타내고 있으며, 강체 모델일 때 최고값은 0.3775g, 유연체 모델일 때 0.3316g로 거의 비슷한 결과를 나타내고 있으며, 경향도 비슷하다. 이상의 결과를 종합해 볼 때, 수직 가속도의 경향은 비슷하지만 강체 모델에 비해 유연체



(Fig. 9) Vertical acceleration of trailer (at rear, V=40km/h)



(Fig. 10) Vertical acceleration of object (at C.G, V=80km/h)

모델의 진동이 노면의 가진력으로 인하여 더 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

포함한 실차 주행시험 등을 실시할 예정이다.

5. 결 론

본 논문에서는 공기 현가장치, 공기 커플러 등 일부 비선형성을 갖는 다양한 구성품으로 구성된 트랙터-트레일러형 차량 시스템에 대해 동적 해석을 위한 강체 동역학 모델과 유한요소 모델을 결합시킨 유연체 동역학 모델을 모두 구현하여 특수차량 분야에 대한 모델링 기술을 한단계 발전시켰다. 또 완성된 모델에 대해 각각 단일 범프 통과 해석을 실시한 결과 유연체 모델의 해석결과가 강체 모델에 비해 변위, 각속도 및 가속도에서 최대값이 더 크고 진동 형태도 더 반복적인 것으로 나타났으며, 이와 같은 차이는 트레일러 전방부에서 더욱 뚜렷이 나타났다. 특히 구즈넥 부위에서 시간 영역상에서 나타나는 최대가속도 발생시점의 차이는 주목해야할 부분이다.

따라서 이와같은 결과로부터 차량 시스템의 설계시 입력자료로 활용할 자료 도출을 위해서는 강체 모델보다는 차체의 탄성효과를 고려한 유연체 모델이 더욱 효과적임을 판단할 수 있으며, 향후 이와 같은 해석결과의 검증을 위해서 범프 통과시험 등을

참 고 문 헌

1. P.E. Nikraves, "Computer - Aided Analysis of Mechanical Systems", Prentice-Hall Inc., 1988.
2. E.J. Haug, "Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems", Vol. I : Basic Methods, Allyn and Bacon, 1989.
3. 강동권, 유완석, "차체의 탄성효과와 엔진의 진동이 승차감에 미치는 영향분석", 한국정밀공학회지, 제14권 제1호, pp. 205-213, 1997
4. 강동권, 유완석, "현가장치의 유연성과 차체의 탄성효과가 조종안정성에 미치는 영향 분석", 한국정밀공학회지, 제14권 제7호, pp. 137-143, 1997
5. 안기원, 서권희, 황원걸, "DADS를 이용한 유연 다물체의 동응력 해석", 한국자동차공학회논문집, 제6권 제6호, pp.107-112, 1998
6. ADAMS(Automated Dynamic Analysis and Mechanical System) User's Manual, Mechanical Dynamics Inc., USA, 1998.
7. MSC/NASTRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, USA, 1994.