

90kW급 트랙터 캐빈의 승차 진동 저감을 위한 현가장치 설계 최적화

정우진*, 오주선*, 박윤나**, 김대철***, 박영준*.#

*서울대학교 바이오시스템소재학부, **동양물산기업(주) 중앙기술연구소,

***전북대학교 생물산업기계공학과

Optimization of the Suspension Design to Reduce the Ride Vibration of 90kW-Class Tractor Cabin

Woo-Jin Chung*, Ju-Sun Oh*, Yoonna Park**, Dae-Cheol Kim***, Young-Jun Park*.#

*Department of Biosystems and Biomaterials Science and Engineering, Seoul National University,

**Tongyangmoosan co., LTD,

***Department of Bio-Industrial Machinery Engineering, Chonbuk National University

(Received 1 September 2017; received in revised form 8 September 2017; accepted 12 September 2017)

ABSTRACT

This study was conducted to optimize the spring constant and the damping coefficient, which are design parameters of the tractor cabin suspension system, to minimize the ride vibration. A 3D tractor MBD (multi-body dynamics) model with a cabin suspension system was developed using a dynamic analysis program (Recurdyn). Using the developed model and optimization algorithm, the spring constant and the damping coefficient, which are the design parameters of the cabin suspension for the tractor, were optimized so that to minimize the maximum overshoot for the vertical displacement of the cabin was minimized. The percent maximum overshoot of the tractor cabin was simulated for the 13 initial models, which were obtained using the ISCD-II method, and for the 3 additional SAO models presented in the optimization algorithm software. The model that represents with the smallest percent maximum overshoot among the 16 models was selected as the optimized model. The percent maximum overshoot of the optimized model was about approximately 5% lower than that of the existing model.

Key Words : Tractor Cabin(트랙터 캐빈), Suspension System(현가장치), Optimization(최적화), Ride Vibration(승차 진동), Percent Maximum Overshoot(최대 오버슈트율)

1. 서 론

트랙터 작업은 주로 논, 밭 또는 비포장도로에서 수행되므로 운전자는 농작업의 특성상 진동, 소음, 먼지 등 여러 유해한 작업 환경에 노출된다. 캐빈을 장착한 트랙터가 보급되면서 소음과 먼지로 인한 운전자 피해는 많이 감소되었지만 농작업 시 운전자로 전달되는 승차 진동 문제는 좀처럼 해결되

Corresponding Author : yjpark95@snu.ac.kr

Tel: +82-02-880-4602, Fax: +82-02-873-2049

지 않고 있다. 그러므로 운전자에게 보다 안락한 작업 환경을 제공하기 위해서는 승차진동에 대한 평가 및 감소 방안이 요구된다^[1-8].

트랙터가 불규칙한 노면을 주행할 때 노면 가진에 의하여 발생하는 진동은 대부분 인체에 유해한 50 Hz 이하의 저주파 진동이다. 예전 트랙터는 그 기능상 차륜에 현가장치가 없기 때문에 공기 타이어나 좌석 현가장치에서 감쇠될 수 있는 저주파 진동은 극히 제한적이며, 대부분의 저주파 진동은 거의 직접적으로 운전자에게 전달된다^[5].

최근 승차진동을 저감하기 위한 방안으로 트랙터 캐빈에 현가장치를 장착하는 연구와 그에 대한 최적화가 수행되고 있다. Mehdizadeh(2015)^[6]은 트랙터 캐빈의 수동 현가장치에 대한 승차 진동을 최소화하기 위하여 다양한 최적화 방법들을 사용하였다. 각각의 최적화된 트랙터 모델에 대해서 캐빈의 수직 방향 변위를 예측하고, 그에 대한 최대 오버슈트율(Percent Maximum Overshoot)을 비교하였으며, 그 중에 가장 작은 최대 오버슈트율을 갖는 모델을 최종 모델로 결정하였다. 이처럼 최대 오버슈트율의 비교를 통해 현가장치를 최적화하는 방법은 트랙터보다 승차 진동에 대한 연구가 오래 전부터 수행되었던 자동차 분야에서 더 많이 사용되어 왔다^[7-8].

본 연구의 목적은 승차 진동을 최소화하기 위하여 트랙터 캐빈 현가장치의 설계 변수인 스프링 상수와 감쇠계수를 최적화하는 것이다. 동역학 해석 프로그램(Recurdyn)을 이용하여 캐빈 현가장치가 고려된 3D 트랙터 모델을 개발하였다. 또한, 진동 특성을 예측하기 위하여 스텝 형상의 노면(step road profile) 주행 시 트랙터 캐빈의 수직 방향 변위에 대한 최대 오버슈트율을 예측하였다. 트랙터 모델과 최적화 알고리즘 소프트웨어(EasyDesign)에서 제공하는 ISCD-II(Incomplete Small Composite Design-2) 방법을 이용하여 캐빈 현가장치에 대한 설계 변수 최적화를 수행하였다.

2. 이론적 배경

2.1 최적화 방안

최적설계란 제품 설계를 진행할 때 설계변수,

확률변수, 제어인자, 잡음인자 등의 여러 요소를 고려하여 설계자가 원하는 설계 목적, 설계 제약 조건, 반응변수 등을 도출해내는 것을 의미한다. 전통적인 실험계획법과 달리 최적설계 이론에서는 메타 모델(meta model)이라는 함수가 이용된다. 메타 모델을 이용한 DOE(Design of Experiment)를 바탕으로 최적설계를 수행하는 것이 더 유용한 이유는 반복 횟수의 차이이다. 전통적인 실험계획법의 경우 Full Factorial 방법을 사용하는데, 설계 변수가 3개일 때 총 3^3 , 즉 27번의 반복 실험을 해야 한다. Full Factorial 방법보다 개선된 실험계획법인 FR(Fractional Replication) 방법을 사용하더라도 9번의 반복 실험을 수행해야 한다. 하지만 메타 모델을 통해 DOE를 만들 경우 약 5번의 반복 실험만 수행하면 된다. 설계 변수가 많아질수록 전통적인 실험계획법에서 요구되는 반복 실험의 횟수가 메타 모델을 통해 만들어진 DOE에서 요구되는 반복 실험의 횟수보다 급격하게 증가한다.

2.2 ISCD-II 최적화 방법

현대의 공학 분야에서 직면하고 있는 많은 최적화 문제들은 대부분 강한 비선형성을 갖고 있기 때문에 RSM(Response Surface Model), (RBF)Radial Basis Function, Kriging 등의 메타 모델과 결합된(SAO)Sequential Approximate Optimization이 주목받기 시작했다^[9,10]. 하지만 메타 모델과 결합된 SAO는 몇몇 수렴 기준들이 만족될 때까지 반복 계산(iteration)을 계속 수행하기 때문에 많은 분석과 실험을 요구한다. 즉, 실제 설계 과정에서는 메타 모델을 구성하는데 많은 표본들이 사용됨에도 불구하고, 그들 중에 섞인 잡음인자(noisy analysis result) 때문에 SAO로 실현 가능한 설계를 도출해내는 것이 어렵다. Kim *et al.*(2008)^[11]는 SAO 과정 중에 생기는 RSM의 실현가능성을 개선하기 위하여 Conservative Surface Model(CRSMs)와 Incomplete Small Composite Designs(ISCDs)를 제안하였다. Kim *et al.*(2013)^[12]은 ISCD-II 방법을 통해 자동차 부품에 대한 최적설계를 진행하였다.

ISCD-II 방법은 기존의 Meta Model들과 달리 최적화 과정을 초기 과정과 반복 과정으로 나누어

진행한다. 기존의 메타 모델은 초기 과정에서 메타 모델을 만든 뒤, 반복과정에서 메타 모델을 생성할 때 초기 과정에서 만든 메타 모델 정보를 반영하지 않는다. 따라서 근사최적해를 찾기 위해 매번 새로운 표본을 추출하고 점차 범위를 줄여가기 때문에 설계변수의 개수가 늘어날수록 반복 횟수가 급격히 증가한다. 하지만 ISCD-II 방법은 반복과정에서 메타 모델을 생성할 때 새로운 근사최적해를 기존 표본점에 추가하여 사용한다. 따라서 ISCD-II 방법은 다른 메타 모델에 비해서 설계변수의 개수에 따른 반복 횟수가 현저히 작아진다.

3. 동역학 해석모델 개발

3.1 트랙터 제원

본 연구에서 사용된 트랙터는 동양물산의 90kW급 트랙터인 TX1500이다. TX1500의 형상과 제원은 Fig. 1 및 Table 1과 같다. TX1500은 전차축에 현가장치가 장착되어 전륜의 타이어를 통해 캐빈으로 전달되는 진동을 저감시켜 준다. 또한 좌석 시트(seat)는 공기 서스펜션(air suspension)이 적용되어 승차감을 개선하였다.

승차 진동 저감과 운전자에게 안락한 작업 환경을 제시하기 위하여 이 트랙터에 유압식 캐빈 현가장치를 추가로 장착하였다.



Fig. 1 Figuration of TX1500

Table 1 Specification of TX1500

	Specification
Model	TX1500
Power	145 PS
Rated engine speed	2,200 rpm
Transmission type	CVT
Speed	0~40 km/h(FR/RR)
Front tire	380/85R28
Rear tire	460/85R38
Total weight	5,655 kg

3.2 캐빈 현가장치의 3D 모델 개발

트랙터 캐빈 현가장치의 설계 변수에 따른 성능 예측 및 최적화를 위해 상용 동역학 해석프로그램인 Recurdyn V8R4를 이용하여 3D 해석 모델을 개발하였다. 해석 모델은 트랙터에 적용되고 있는 전륜 현가장치를 고려하여 총 32개의 강체와 39개의 조인트로 구성되었다. 완성된 트랙터 모델은 Fig. 2와 같다.

동역학 모델에서 각각의 강체는 상대운동 형태에 따라 회전 연결 요소(revolute joint), 원통 연결 요소(cylindrical joint) 등을 이용하여 두 강체의 자유도를 정의하게 된다. 두 개의 서로 다른 강체의 두 점 사이에서 현가장치는 스프링 & 댐퍼 요소로, 캐빈 고무 마운트는 6자유도이기 때문에 부상(bushing) 요소로 정의하였다. 마지막으로 타이어의 경우, 지면과 직접적으로 접촉하여 구현되기 때문

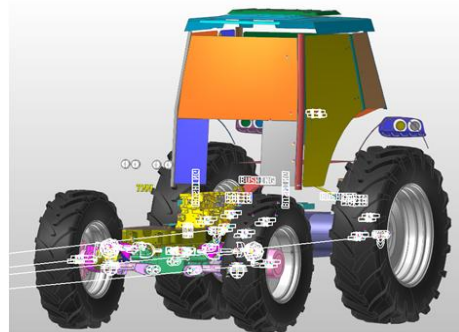


Fig. 2 Dynamic analysis model for tractor suspension system



Fig. 3 Dynamic analysis model for tractor front axle suspension system

에 두 개의 서로 다른 몸체의 단면 접촉 시 사용하는 접촉(contact) 조건을 사용하였다.

3.3 전차축 현가장치 모델 개발

본 연구의 대상 트랙터는 전차축 현가장치가 장착되어 있다. 이에 정확한 트랙터 동역학 모델 개발을 위하여 전차축 현가장치의 강성 및 감쇠 특성에 대한 이해 역시 필수적이다.

전차축 현가장치의 동역학 모델에는 총 23개의 구속 조건이 사용되었다. 두 개의 서로 다른 바디(body)의 두 점 사이에 작용하는 스프링과 댐퍼의 물리적 특성은 시험을 통하여 얻었다. 시험은 7 km/h의 속도로 사인 함수 형상의 범퍼(sine bumper)를 통과하면서 수행하였으며, 전차축 현가장치의 입력과 출력부에서 진동을 계측하였다. 계측된 결과를 이용하여 전차축 현가장치의 스프링 상수와 감쇠 계수를 계산하였으며, 그 값을 해석 모델에 입력하였다. Fig. 3는 전차축 현가장치의 동역학 모델이다.

3.4 타이어 특성 시험

트랙터 캐빈의 승차 진동 특성을 정확히 예측하기 위해서는 타이어의 강성과 감쇠 특성에 대한 이해가 필수적이다. 그러나 이것에 대한 데이터를 얻거나 검증하기는 매우 어렵고 복잡한 과정을 필요로 한다. 따라서 본 연구에서는 타이어와 지면을 접촉 요소를 이용하여 정의하였다. 접촉 요소의 입력 변수인 타이어의 강성과 감쇠 특성은 시험을 통해 얻었다. Fig. 4의 (a)는 타이어의 강성을 측정하기 위한 시험 장치이며, (b)는 타이어의 감쇠 계수를 측정하기 위한 시험 장치이다.

타이어의 강성을 측정하기 위하여 타이어에 수



(a) Stiffness Test (b) Damping Ratio Test

Fig. 4 Tire characteristic parameter measurement

직 하중을 가하고 타이어 처짐을 측정하였다. 이때 타이어에 휠립과 디스크를 부착한 상태에서 트랙터와 동일한 부착 조건이 구현되도록 시험 지그를 제작하였으며, 휠디스크 중심에 수직 하중이 가해지도록 시험 장치를 구성하였다.

타이어의 감쇠 계수를 측정하기 위하여 자유낙하시험을 실시하였다. 타이어를 자유 낙하시켜 지면과 접촉한 후 탄성에 의하여 튀어 오르는 양을 측정함으로써 타이어의 감쇠 계수를 추정하였다. 시험 지그에 관측점을 설정하고 관측점의 위치 변화를 고속카메라를 이용하여 촬영 및 저장하였다. 또한, 측정된 데이터로부터 타이어의 시간에 따른 위치 변화량을 계산하여 감쇠 계수를 얻었다.

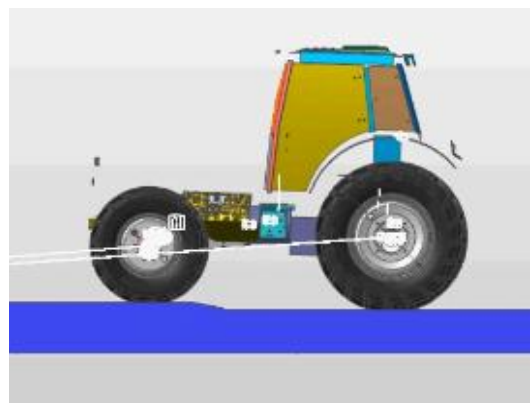


Fig. 5 Tractor simulation model at step road profile

타이어 강성의 경우, 수직 방향으로 약 3 ton의 하중을 가하면서 시험을 수행하였고, 감쇠계수의 경우, 전·후륜 각각 1400 mm, 1600 mm에서 자유 낙하시켜 시험을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 최대 오버슈트를 측정

Fig. 5는 RecurDyn을 이용하여 트랙터 모델을 7 km/h의 속도로 스텝 형상의 노면(step road profile)에서 주행하는 시뮬레이션의 모습이며, Fig. 6은 시뮬레이션 결과 시간에 따른 트랙터 캐빈의 수직 방향 변위를 나타낸 것이다.

트랙터의 승차 진동을 최소화하는 현가장치의 스프링 상수와 감쇠 계수를 얻기 위하여 캐빈의 수직 방향 변위의 최대 오버슈트를 계산하였다. 최대 오버슈트는 식 (1)과 같이 계산하였다.

$$\text{percent max. overshoot} = \frac{\text{max. overshoot}}{\text{steady-state displacement}} \times 100\% \quad (1)$$

기존 트랙터 모델의 스프링 상수와 감쇠 계수를 1/50배, 1/10배, 1/5배, 5배, 10배로 했을 때, 최대 오버슈트는 Fig. 7과 같다. 이를 통해 시뮬레이션에 사용하는 스프링 상수와 감쇠 계수의 범위를 설정

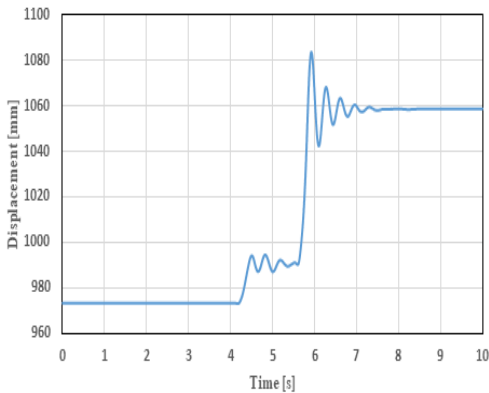


Fig. 6 Vertical displacement of the cabin over time as the model travels at 7 km/h on the step road profile

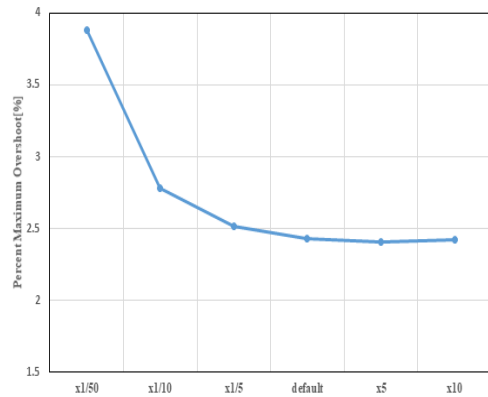


Fig. 7 Percent max. overshoot with varying spring constant and damping coefficient of tractor model

하였다. 시뮬레이션 결과, 스프링 상수와 감쇠 계수를 1/50배 이하로 설정하였을 때, 스텝 형상의 노면을 지나면서 발생하는 진동에 의해 캐빈이 심하게 흔들리는 현상이 나타났으며, 이 현상에 의해 정확한 해석값을 구할 수 없었다. 따라서 본 연구에서는 스프링 상수와 감쇠 계수의 하한선을 1/10배로 정하였다. 또한 스프링 상수와 감쇠 계수를 10배 이상으로 설정하였을 때 최대 오버슈트가 거의 변화가 없음을 확인할 수 있었다. 이에 스프링 상수와 감쇠계수의 상한선을 10배로 정하였다.

4.2 최대 오버슈트의 선형성 확인

Fig. 8은 노면의 스텝 높이 변화에 따른 캐빈의 수직 방향 변위를 나타낸 그래프이다. 해석 결과로부터 정상 상태에서 캐빈의 수직 방향 변위와 최대 오버슈트를 계산하여 각 경우의 최대 오버슈트를 구하였다. Table 2는 각 노면의 형상에서 캐빈의 최대 오버슈트를 나타내었다. 그 결과 스텝의 높이가 높아질수록 최대 오버슈트가 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

스텝의 높이와 최대 오버슈트율 사이에 선형성이 있는지 확인하기 위하여 Fig. 9와 같이 스텝의 높이에 따른 최대 오버슈트율의 변화를 분석하였다. 추세선의 R^2 값이 0.9759이므로 캐빈의 최대 오버슈트율은 노면의 스텝 높이와 선형적인 관계

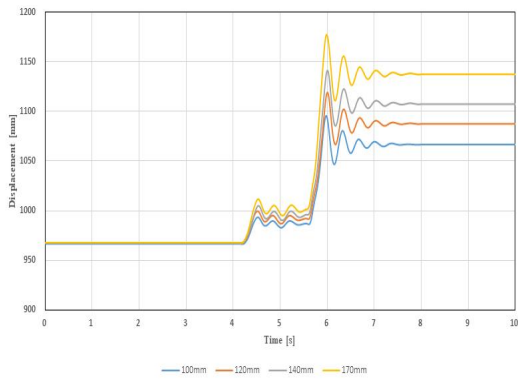


Fig. 8 Vertical displacement of the cabin over time according to change of step height

Table 2 Percent maximum overshoot of the cabin in the each road shape

Height [mm]	100	120	140	170
Displacement at steady-state [mm]	1066.7	1087.9	1107.5	1137.7
Max. overshoot [mm]	28.9	31.3	33.7	39.7
Percent max. overshoot [%]	2.7	2.9	3.0	3.5

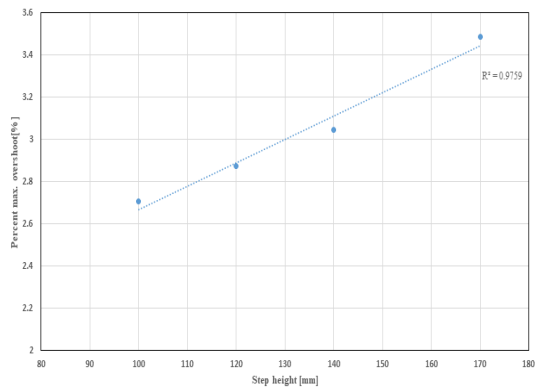


Fig. 9 Percent max. overshoot according to step height

가 있다고 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 여러 형상의 스텝 노면에 대해서 해석하지 않고 스텝의 높이가 100 mm인 노면에 대해서만 해석을 수행하였다.

4.3 트랙터 캐빈의 승차 진동 최소화

본 연구에서는 트랙터 캐빈 현가장치의 최적설계를 위해 최적화 알고리즘 소프트웨어인 Easy Design을 사용하였다. Easy Design의 최적 설계 함수를 사용하기 위해서는 설계 변수(design variable), 분석 응답(analysis response), 최적화 방법(optimization method)의 선정이 필요하다. 캐빈 현가장치의 설계 변수는 총 7개로 후방 마운트의 스프링 상수 1개, 전방 고무 마운트 부싱의 직선 방향 스프링 상수 3개(X, Y, Z축)와 회전 방향 스프링 상수 3개(X, Y, Z축)로 구성하였다. 설계의 효율성을 높이기 위하여 좌우 현가장치의 특성은 동일하다고 가정하였으며, 각 요소의 감쇠 계수는 설계 변수로 설정하지 않고 스프링 상수의 함수로 계산하였다. 분석 응답은 캐빈의 최대 오버슈트를 선정하였으며, 목적 함수는 최대 오버슈트를 최소화하는 것으로 설정하였다. 또한, 최적화 방법은 ISCD-II을 사용하였다.

설정한 설계 변수, 분석 응답, 최적화 방법을 이용하여 DOE 테이블을 완성하였으며, 최대 오버슈트율의 최솟값을 구하기 위해 DOF(DesignOptimization Formulation)를 설정하였다. Easy Design에서는 설정된 DOF에 따라 SAO(Sequential Approximate Optimization)를 사용하여 사용자가 목표에 도달할 수 있게 해준다. SAO란 근사해의 위치에 따라 Meta Model에 포함된 다항식의 형태를 자동으로 변경하고 연속된 SAO의 최적해에서 목적함수 값들의 상대적인 차이, 등식 및 부등식 제약 조건들의 실제 해석 결과들이 사용자가 설정한 수렴한계치를 충족시키는지 비교하는 방법이다. 본 연구에서는 설계 변수 7개에 따른 기본적인 13번의 해석과 프로그램에서 제시하는 3번의 추가적인 SAO를 통해 수렴값에 도달할 수 있었다. 총 16번의 해석 결과 값은 Table 3과 같다.

Table 3 Percent max. overshoot in each case

Run	Percent max. overshoot [%]
#1	2.35
#2	2.98
#3	2.41
#4	2.79
#5	2.89
#6	2.75
#7	2.32
#8	2.34
#9	2.42
#10	2.89
#11	2.38
#12	2.78
#13	2.43
SAO #1	2.80
SAO #2	2.77
SAO #3	2.77

전체적으로는 1번, 7번, 8번 모델을 제외한 나머지 모델의 경우에 기초 모델에 비해 최대 오버슈트율이 오히려 증가하는 현상을 보였다. 최대 오버슈트율이 가장 낮은 것은 7번째 모델이었으며 기초 모델로 설정한 13번째 모델보다 약 5% 정도 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

5. 결론

트랙터의 승차 진동을 감소시키기 위하여 많은 선행 연구들은 트랙터 캐빈 현가장치의 최적화를 이용하였다. 특히, 최대 오버슈트율의 감소를 통해 승차 진동 저감을 수행한 연구들이 트랙터뿐만 아니라 자동차에도 자주 사용되었다.

하지만, 대부분의 선행 연구들은 2D 트랙터 모델을 이용하여 캐빈 현가장치의 최적화를 수행했기 때문에 실제 현상에 더 가까운 3D 모델의 최적설계에 대한 연구는 부족한 실정이다.

본 연구에서는 트랙터의 승차 진동 저감을 위해

트랙터 3D 동역학 해석 모델을 개발하였다. 개발된 모델과 최적화 알고리즘을 이용하여 캐빈의 수직 방향 변위에 대한 최대 오버슈트가 최소가 되도록 현가장치의 설계 변수인 스프링 상수와 감쇠 계수를 최적화하였다.

ISCD-II 방법을 이용하여 얻은 13개의 초기 모델과 최적화 알고리즘 소프트웨어에서 제시한 3개의 추가적인 SAO 모델에 대해 트랙터 캐빈의 최대 오버슈트율을 구하였다. 총 16개의 모델 중 가장 작은 최대 오버슈트율을 나타내는 모델을 최적화된 모델로 선정하였다. 최적화된 모델의 최대 오버슈트율은 기존 모델의 최대 오버슈트율보다 약 5% 감소하였다.

추후 연구에서는 최적설계를 통해 얻은 캐빈 현가장치의 스프링 상수와 감쇠 계수를 실제 현가장치에 적용하여 시험을 통해 승차 진동이 얼마나 감소되었는지 확인할 것이다.

후 기

“이 논문은 중소기업청 World Class 300 프로젝트 (과제명 : 50km/h 고속용 능동형 현가장치가 장착된 90kW급 트랙터의 캐빈 개발)의 지원으로 수행되었음.”

REFERENCES

1. Chugn, S. S., Moon, G. S., and Kim, K. U., “Evaluation of Ride Vibration of Agricultural Tractors (I) - A Review of Ride Quality Evaluation Criteria -,” J. of Biosystems Engineering, Vol. 17, No. 4, pp. 314-325, 1992.
2. Marsili, A., Ragni, L., and Vassalini, G., “Vibration and Noise of a Tracked Forestry Vehicle,” Journal of agricultural engineering research, Vol. 70, No. 3, pp. 295-306, 1998.
3. Servadio, P., Marsili, A., and Belfiore, N. P., “Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors,” Biosystems Engineering, Vol. 97, No. 2, pp. 171-180, 2007.

4. Cutini, M., Costa, C., and Bisaglia, C., "Development of a simplified method for evaluating agricultural tractor's operator whole body vibration," *Journal of Terramechanics*, Vol. 63, pp. 23-32, 2016.
5. Choy, H. J., Kim, K. U., and Kim, J. E., "Optimum Design of Cab Suspension for Agricultural Tractors," *Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery*, Vol. 23, No. 4, pp. 327-334, 1998.
6. Mehdizadeh, S. A., "Optimization of passive tractor cabin suspension system using ES, PSO and PA," *J. of Agricultural Technology*, Vol. 11, No. 3, pp. 595-607, 2015.
7. Gündogdu, Ö., "Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms," *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 37, pp. 327-332, 2007.
8. Evers, W. J., Besselink, I., Teerguis, A., Knaap, A. V. D., and Nijmeijer, H., "Controlling active cabin suspensions in commercial vehicles," *American Control conference*, Hyatt Regency riverfront, St. Louis, MO. USA, June 10-12, 2009.
9. Song, B. C., Kim, S., R., Kang, Y. G., and Han, M., H., "A study on the comparison of approximation models for multi-objective design optimization of a tire," *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 10, No. 5, pp. 117-124, 2011.
10. Charles, S., C., P., and Oh, S. C., "Application of response surface methodology for modeling and optimization of surface roughness and electric current consumption in turning operation," *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 13, No. 4, pp. 56-68, 2014.
11. Kim, M. S., Kim, C. W., Kim, J. H., and Choi, J. H., "Efficient optimization method for noisy responses of mechanical systems," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 222, No. 12, pp. 2433-2439, 2008.
12. Kim, M. S., Kang, D. O., and Heo, S. J., "Innovative design optimization strategy for the automotive industry," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 15, No. 2, pp. 291-301, 2014.