

전동 유압 슬라이딩 데크 시스템 최적화를 위한 기구학 및 구조해석

문혁주^{1*}, 유범상², 오영섭¹, 김만중¹, 이정훈¹

¹전북대학교 기계시스템공학부, ²전북대학교 기계시스템공학부&전북대학교 자동차신기술센터

Kinematics and Structural Analysis for Optimization of an Electro-Hydraulic Sliding Deck Systems

Hyeok-Joo Moon^{1*}, Beom-Sahng Ryu², Young-Sup Oh¹, Man-Jung Kim¹, Jung-hun Lee¹

¹Mechanical System Engineering, Chonbuk National University

²Mechanical System Engineering, Chonbuk National University

&Automotive Technology Research Center, Chonbuk National University

요약 농기계 상하차를 위한 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템을 개발하는데 있어 경량화가 필수적이며, 이를 해결하기 위해 덤프 각도에 따른 슬라이딩 데크의 진출길이를 계산하고, 허용가능 각도 중 가장 큰 하중 받는 각도에서 재질과 두께를 변경하며 구조해석을 진행, 최적 두께와 재질을 선정하였다.

먼저 슬라이딩 데크 진출길이 계산식을 도출하기 위해 전체 시스템의 구성을 파악하고, 시스템을 단순화 하는 작업을 시행하였다. 또한 시스템의 입-출력 관계를 파악하기 위해 자유도 계산을 수행 하였고, 단순화한 모델을 이용하여 덤프각도에 따른 슬라이딩 데크의 진출길이 계산식을 도출하였다. 도출한 계산식을 수치해석 프로그램을 이용하여 덤프각도에 따른 슬라이딩 데크 진출길이 계산을 수행하였고, 시스템의 최대-최소 각도에서의 진출길이를 파악 하였다. 신뢰성 확보를 위해 시스템의 축소모형을 제작하여 실험을 통해 계산식을 검증하였다.

슬라이딩 데크 재질과 두께를 결정하기 위해 데크를 단순화 하였고, 데크 제작에 쓰이는 대표적인 재질 두 가지를 선정하였다. 단순화한 모델을 해석 프로그램을 사용하여 최대 하중을 받는 조건에서 두께와 재질에 따른 변형량과 응력을 비교하였다. 해석결과 ATOS80을 이용할 경우 두께를 줄이면서 더 적은 변형량을 가지게 되어 경량화를 이룰 수 있다.

Abstract Electro-hydraulic sliding deck systems have been developed to reduce the weight for the loading of an agricultural machine. The extension length of the sliding deck was calculated according to the bed's dump angle. The optimum thickness and material were determined using a large and heavy load at acceptable angles. In addition, the degrees of freedom were calculated to obtain the input/output relationship of the system. An equation was derived using a simplified model formula for the extended length of the sliding deck according to the bed's dump angle. Also, the advance length at the maximum and minimum angles of the system was determined using numerical analysis. A down-scaled model of the system was constructed and verified by experiments. The deck was simplified to determine the material and thickness of the sliding deck and for the selection of the two representative materials. The simplified model was tested in deformation tests and stress tests with different thicknesses and materials using a structure analysis program. The analysis results show that ATOS80 is the best among the two materials for reducing the weight of the system.

Keywords : Dumping Bed, Numerical Analysis, Sliding Deck, Structural Analysis, Weight Lightening

본 논문은 전북대학교 연구과제(공공기관 연계 지역산업 육성 사업(G02A01390003702), 산업통산자원부)로 수행되었음.

*Corresponding Author : Hyeok-Joo Moon(Chonbuk National Univ.)

Tel: +82-10-9442-1555 email: 201550944@jbnu.ac.kr

Received November 23, 2016

Revised (1st May 16, 2017, 2nd June 8, 2017)

Accepted June 9, 2017

Published June 30, 2017

기호설명

- θ = Dump angle
- C = Tire wheel center
- E = Contact sliding deck and end cargo box
- F = Cargo box rotation axis
- h_{c-body} = Hight of C - body
- h_{body-F} = Hight of body - F
- $h_{cargobox - slinding\ deck}$ = Hight of cargo box
- slinding deck
- $L_{sliding\ deck}$ = Length of sliding deck
- $L_{F-cargobox\ end}$ = Length of F - cargo box end
- $L_{sliding\ deck-dsm}$ = Length of sliding deck in down
scale model
- W = Weight of agricultural machine
- $W_{A.M}$ = Weight of agricultural machine to the deck

1. 서론

농업 인구의 감소와 고령화로 인하여 노동력이 부족하다. 이를 해결하기 위한 방법으로 많은 농가에서 농기계를 이용하고 있다.[1]대농을 제외한 대부분의 일반 농가에서는 농기계를 구입하기 보다는 농협이나 협동조합 등 농기계임대소를 통해 임대하여 필요할 때만 사용한다.[2]이 경우 농기계는 도로운전에 적합하지 않기 때문에 보관 장소부터 작업 장소까지 자력으로 이동하기 쉽지 않다. 때문에 트럭 등 운송수단을 이용해서 운반 후 작업에 이용되고 있다. 하지만 현재 농기계 상·하차 방법으로 가장 많이 사용되고 있는 방법은 단순히 사다리를 걸쳐 사용하는 것이다. 농기계 상·하차 중 사다리가 이탈하거나 농기계의 무게를 이기지 못하고 파손되어 농기계가 전복되거나 심하면 인명피해까지도 발생한다. 따라서 사다리를 대체하여 농기계를 안전하게 적재 할 수 있는 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템을 개발하고자 한다.

본 연구는 1ton 트럭에 적용할 수 있는 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템을 개발하는 것을 목적으로 하고 있다. 기본 적재량 1ton중 슬라이딩 데크 시스템의 무게를 최소화 했을 때, 최대적재량을 증가 시킬 수 있다. 때문에 다음과 같은 방법으로 경량화를 위한 연구를 실시하였다.

그에 따라 첫 번째로 단순화 모델을 통해 작동원리와 기구학 특성을 파악하여 덤프 각도에 따른 슬라이딩 데크의 진출깊이를 해석하기 위한 수학적 모델링을 수행하였다. 도출한 수학적 모델은 Matlab을 사용하여 계산을 수행하고 수학적 모델을 검증하기 위하여 축소모형을 제작하여 실험을 수행하였다. 두 번째로 슬라이딩 데크의 단순화 모델을 통해 재질과 두께에 따른 변형량과 응력을 비교하는 구조해석을 진행하였다. 재질과 두께에 따른 변형량과 응력을 비교하여 경량화 할 수 있는 재질을 선택하였다.

2. 기구학 해석

2.1 수학적 모델링

슬라이딩 데크 시스템의 작동원리와 기구학 특성을 파악하기 위하여 전체 시스템을 기하학적으로 단순화 하였다. Fig.1은 슬라이딩 데크 시스템의 기하학적 표현을 보인다.

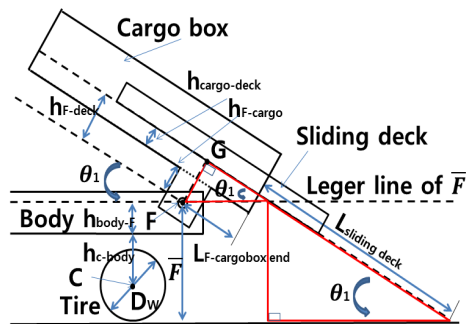


Fig. 1. Geometric expression of sliding deck system

Fig. 2와 같이 슬라이딩 데크 시스템의 Input과 Output의 관계를 파악하기 위하여 기구학적 다이어그램을 구성하고 자유도를 계산 하였다.

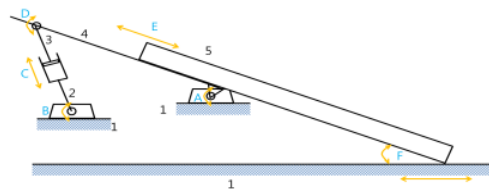


Fig. 2. Geometric diagram of sliding deck system

Table 1. Links and Joints in Fig. 2.

Link	Joint
1 : Ground, 2 Body	1degree of freedom joint
2,3 : Cylinder	A, B, D : roll
4 : Cargo box	C, E : slide
5 : Sliding deck	2degree of freedom joint
	F : roll-slide

자유도 계산은 Fig. 2.와 Table 1.에서 정의한 Link와 1차, 2차 Joint의 수를 Kutzbach의 자유도 계산식에 대입하여 아래의 식(2)와 같이 나온다.[3]

$$M = 3(L - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (1)$$

(M : 자유도, L : 링크 수, J_1 : 1차 조인트 수, J_2 : 2차 조인트 수)

$$M = 3(5 - 1) - 2 \times 5 - 1 = 1 \quad (2)$$

따라서 슬라이딩 데크 시스템은 1개의 Input에 1개의 Output만 가진다는 것을 알 수 있다.

자유도 계산과 기구학적 다이어그램을 통해 슬라이딩 데크 시스템이 덤프각도의 변화에 대한 슬라이딩 데크의 길이변화만 갖는다는 것을 알았다.

적재함의 덤프 각도에 따른 슬라이딩 데크의 진출길이 계산을 위한 수학적 모델을 도출하기 위하여 Fig. 3.과 같이 모델을 만들었다.

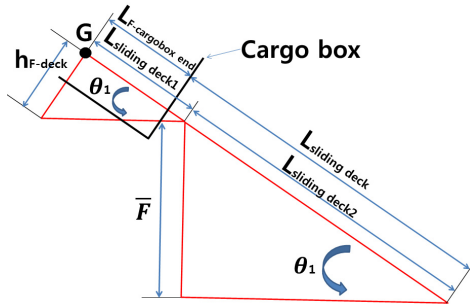


Fig. 3. Extension length of sliding deck depending on angle of dumping bed

슬라이딩 데크 진출길이는 아래의 식(3)과 같다.

$$L_{sliding\ deck} = l_{deck1} + l_{deck2} - L_{F-cargobox\ end} \quad (3)$$

여기서

$$\tan\theta_1 = \frac{h_{F-sliding\ deck}}{l_{deck1}} \quad \text{이므로}$$

l_{deck1} 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$l_{deck1} = \frac{h_{F-sliding\ deck}}{\tan\theta_1} \quad (4)$$

마찬가지로

$$\sin\theta_1 = \frac{\bar{F}}{l_{deck2}} \quad \text{이므로}$$

l_{deck2} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$l_{deck2} = \frac{\bar{F}}{\sin\theta_1} \quad (5)$$

식(4)와 식(5)에 의하여 식(6)과 같은 계산식이 도출된다.

$$L_{sliding\ deck} = \frac{h_{F-sliding\ deck} \cos\theta_1 + \bar{F}}{\sin\theta_1} - L_{F-cargobox\ end} \quad (6)$$

$h_{F-sliding\ deck}$, \bar{F} , $L_{F-cargobox\ end}$ 의 값은 상수이므로 덤프 각도에 따른 슬라이딩 데크의 길이를 계산할 수 있다.

2.2 기구학 해석 결과

도출한 덤프각도에 따른 슬라이딩 데크의 진출길이 계산식을 Matlab프로그램을 이용하여 계산을 수행하였다. $h_{F-sliding\ deck}$, \bar{F} , $L_{F-cargobox\ end}$ 의 크기는 Table 2.에서 나타내었다.

Table 2. Length of $h_{F-sliding\ deck}$, \bar{F} , $L_{F-cargobox\ end}$

$h_{F-sliding\ deck}$	\bar{F}	$L_{F-cargobox\ end}$
200mm	675mm	185mm

이를 도출된 계산식에 대입하면 식(7)과 같다.

$$L_{sliding\ deck} = \frac{200\cos\theta + 675}{\sin\theta} - 185 \quad (7)$$

식(7)을 수치해석 프로그램을 이용하여 Table 3과 같은 결과를 얻었다. 각도 범위를 5°~44°까지 하여, 1° 단위로 계산을 진행하였다.

Table 3. Result of simulation

Degree (°)	Length (mm)	Degree (°)	Length (mm)
5	9845	25	1841
6	8175	26	1765
7	6982	27	1694
8	6088	28	1629
9	5393	29	1568
10	4836	30	1511
11	4381	31	1458
12	4002	32	1409
13	3682	33	1362
14	3407	34	1319
15	3169	35	1277
16	2961	36	1239
17	2778	37	1202
18	2615	38	1167
19	2469	39	1135
20	2338	40	1103
21	2220	41	1074
22	2112	42	1046
23	2014	43	1019
24	1924	44	994

도면을 통해 도출한 슬라이딩 데크의 최대 진출길이는 3848mm로 슬라이딩 데크 시스템의 최소 덤프각도는 13°가 되며, 최대 덤프각도는 아래 Table 4의 농기계의 최대 등판성능을 고려하였을 때, 30°로 선정하였다. 30°일 때의 슬라이딩 데크 진출 길이는 1511mm이다.

2.3 기구학 해석 검증

기구학 해석 결과를 축소모형을 제작하여, 실험을 통해 검증하는 작업을 수행 하였다. 축소모형은 1/10의 크기로 제작 하였고, 덤프 각도는 Table. 4를 통해 25°, 30°, 농기계가 자력으로 움직이지 못할 경우를 대비하여 15°, 20° 에서의 실험을 수행 하였다.

Table 4. Maximum gradability of agricultural machine

Machine name	angle (°)	speed (m/s) (km/h)	need	possible
HCC-500	30	1.5 (5.4)	need	possible
HCC-600S	30	1.5 (5.4)	need	possible
HCC-700SAR	30	1.5 (5.4)	need	possible
Farm Master	30	4 (14.4)	not need	possible
GK80	30	4 (14.4)	not need	possible
PeS-1A	30	0.6 (2.16)	need	possible
U-10S	30	0.55(high) (2) 1.1(low) (4)	need	impossible

축소모형에서 Linear guide의 이송거리를 결정하기 위한 계산을 수행 하였다. 적재함 회전축으로부터 덤프 가이드까지의 거리는 118mm~388mm의 범위를 가지며, 적재함 각도가 30°를 이루면서 가이드의 이송이 원활한 거리는 150mm, 이때 덤프 가이드 높이는 98mm이다. 적재함 회전축으로 부터의 거리계산식은 식(9)와 같다.

$$L_{slidingdeck-dsm} = \frac{98 - \frac{10}{\cos(\alpha)}}{\tan(\alpha)} \quad (9)$$

식(9)를 이용하여 15°, 20°, 25°, 30°일 때의 거리를 계산하면 각각 327.6mm, 240.4mm, 186.8mm, 150mm가 되며, 필요한 이송거리는 각각 208.6mm, 122.4mm, 68.8mm, 32mm이다.

축소모형과 시스템 구성도를 Fig. 4에서 나타내었다.

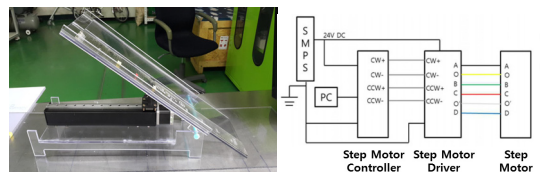


Fig. 4. Down scale model and circuit diagram

축소모형에 고정되어 있는 Linear guide를 이송시켜 각도에 따른 슬라이딩 데크 진출 길이를 측정 하였다. 실험 결과는 Table 5로 나타내었다.

Table 5. Extension length of sliding deck by each angle

degree(°)	length(mm)	degree(°)	length(mm)
30	152	25	184
	151		185
	151		185
	151		185
	151		185
	153		183
	151		182
	155		183
	151		183
	152		184
20	231	15	312
	233		315
	234		315
	233		317
	235		317
	231		315
	231		316
	232		318
	236		318
	233		317

총 10회의 실험을 진행하였으며, 실험의 신뢰성을 확인하기 위해 표준편차를 계산하였다. 계산 값은 Table. 6에 나타내었다.

Table 6. Standard deviations and average of angles

Angle	30	25	20	15
Average	151.8	183.9	232.9	316
Variance	1.54	1.08	2.69	2.99
Standard deviation	1.24	1.04	1.64	1.73

각 각도마다의 평균값과 Matlab으로 계산한 결과의 차이는 30°, 25°, 20°, 15°도 일 때 각각 0.8, 0.2, 0.9, 0.9이다. 이 차이는 표준편차 범위 안을 만족하므로 이를 통해 슬라이딩 테크 진출길이에 대한 수학적 모델은 신뢰성이 있다고 판단된다.

3. 슬라이딩 테크 구조해석

3.1 수학적 모델링

경량화를 위한 변형량과 응력을 알아보기 위한 구조 해석을 진행하기 위해 슬라이딩 테크를 단순화 시켰다. 등판각도와 슬라이딩 테크가 받는 하중에 대해 살펴 볼 수 있다. Fig. 5는 등판각도와 하중에 관한 단순화 모델이다.

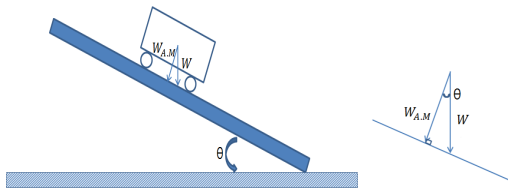


Fig. 5. Simplification model of sliding deck

Fig. 5를 보면 $W_{A,M}$ 은 아래와 같이 나타낸다.

$$W_{A,M} = W \cos \theta \quad (10)$$

식(10)을 살펴보면, 각도에 따른 슬라이딩 테크가 받는 최대중량은 상차되는 농기계의 중량이 크면서 덤프 각도가 가장 작을 때임을 알 수 있다. 따라서 1ton트럭 허용

상차 능력 1ton과 최소 덤프 각도인 13° 조건에서 실험을 진행하기로 하였다. 13°에서 최대 진출거리 3848mm를 가지며, 이 값을 슬라이딩 테크 길이 값으로 가정하였다.

구조해석 진행 과정에서 트럭 카고 부분은 불필요하므로 슬라이딩 테크를 단순화한 모델만 이용하였다.

3.2 재료 및 해석 조건

해석은 범용 해석 프로그램인 Ansys를 이용하여 진행하였다. 구조해석을 진행하기 위해 적용 재료를 선정하고 외부조건을 결정하였다.

기존 트럭 덤핑 베드는 주로 구조용 강인 SS400을 이용하여 제작해왔다. 초기 제작은 SS400 6mm판재를 이용하였다. 또 최근 많이 이용되는 재료로서 자동차구조용 고강도강(ATOS) 중 ATOS80이 있다. 강도가 높고 뛰어난 냉간성형성을 가지고 있어 붐암, 트럭, 트레일러 프레임에 주로 사용된다.[4] 각 재료의 물성치는 Table 7.에서 나타냈다.[5] Mesh설정에서 Element size는 Default값을 적용하여 Node는 4598개, Element는 2396개가 형성되었다.

Table 7. Material property of ATOS80&SS400

Material	Young's modulus, E (MPa)	Poisson's ratio, ν	Density, ρ (kg/mm ³)
ATOS80	2.10E+05	0.303	7.85E-06
SS400	2.00E+14	0.303	7.85E-06

농기계의 중량은 1ton 트럭의 최대적재 무게인 1ton으로 선정하고, 농기계 상하차시 가장 큰 하중을 가지는 13°의 9549N을 적용하였다. 슬라이딩 테크의 1/2지점에 농기계가 위치해 있다고 가정하였고 두 가지 재료에서 두께를 6mm~4mm로 두께를 감소해가며 해석을 진행하였다.

슬라이딩 테크의 무게는 진출길이와 무관하게 일정하므로 본 연구에서는 고려하지 않았다.

3.3 결과

슬라이딩 테크의 두께와 재질에 따른 해석 결과는 Table 8.과 같이 나왔다. SS400과 ATOS80모두에서 5mm에서 최대 변형량이 가장 적었고, 4mm부터 항복강도를 넘어서 급격하게 변형되는 것을 알 수 있었다. 가장 변형량이 작았던 5mm의 경우 ATOS80의 변형량은

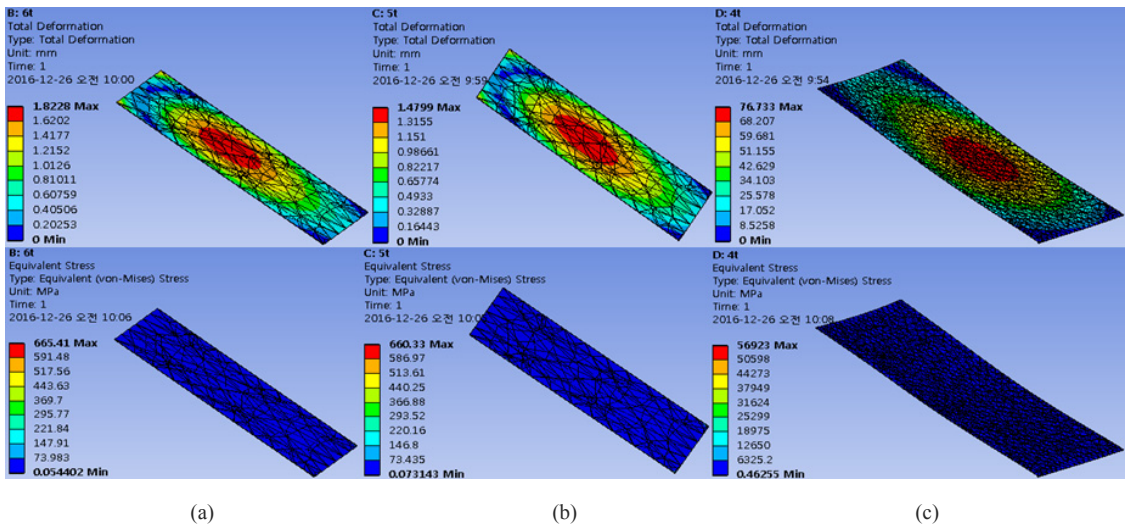


Fig. 6. Analysis result of SS400 (deformation, equivalent stress) (a)In case of 6mm (b)In case of 5mm (c)In case of 4mm

SS400의 변형량보다 약 10% 적었으며, 응력도 57.2MPa로 작았다. 따라서 가장 작은 최대 변형량을 가지면서 동시에 최소응력을 갖는 5mm로 선택하였다. 기존 SS400 6mm로 하였을 때보다 무게는 약16%, 변형량은 26%, 응력은 62MPa 감소하였다.

Table 8. Structural Analysis result about deformation & equivalent stress

SS400		
thickness (mm)	maximum deformation (mm)	equivalent Maximum stress (MPa)
6	1.8228	665.41
5	1.4799	660.3
4	76.733	56923
ATOS80		
thickness (mm)	maximum deformation (mm)	equivalent Maximum stress (Mpa)
6	1.6537	606.46
5	1.3414	603.1
4	71.154	52740

따라서 ATOS80-5mm로 테크의 재질과 두께를 선정하여, 기존 슬라이딩 테크보다 경량화 시킬 수 있다.

4. 결론

이번 연구에서 슬라이딩 테크 시스템의 최적화를 위한 기구해석과 구조해석을 진행하였다.

먼저 슬라이딩 테크 진출길이를 구하기 위해 자유도를 계산하고 수학적 모델링을 실시하였다. 구해진 식을 Matlab을 이용하여 각 덤프 각도에 따른 슬라이딩테크 진출길이를 구하였다. 덤프각도 13°~30°를 등판적정 각도로 선정하였다. 추가로 기구학 해석을 검증하기 위하여 축소모형을 제작하고 실험을 수행하였다. Matlab 결과 값과 실험값을 비교하여 수학적 모델링이 신뢰할 만한 수준으로 판단하였다.

다음으로 슬라이딩 테크의 두께와 재질 선정을 위한 구조해석을 진행하였다. 농기계 승하차시 가장 큰 하중을 받는 등판각도 13°에서 SS400, ATOS80 두 가지 재질을 이용하여 4mm, 5mm, 6mm로 두께를 변경하면 변형량과 응력을 비교하였다. (Table. 8) 해석 결과, SS400, ATOS80 모두 5mm일 때 가장 작은 최대 변형량을 가졌고, 5mm일 때 두 가지 재질을 비교하여 ATOS80의 변형량과 응력이 작은 것을 알 수 있었다. 결론적으로 ATOS80-5mm일 때, 기존 사양보다 적은 변형량을 가지면서 경량의 무게를 가지게 된다. 기존 설계 사양인 SS400-6mm에 비해 무게는 약16%, 변형량은 26%, 응력은 62MPa 감소하였다.

이번 연구 결과와 추후 진행할 동하중 해석을 통해 진

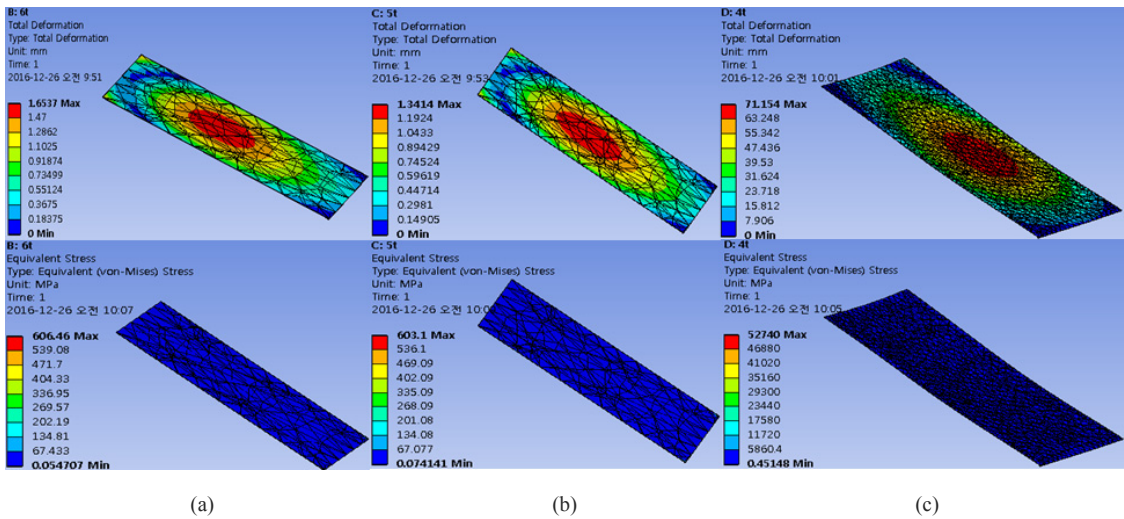


Fig. 7. Analysis result of ATOS80 (deformation, equivalent stress) (a)In case of 6mm (b)In case of 5mm (c)In case of 4mm

동 유압 슬라이딩 테크 시스템의 최적화를 이룰 수 있을 것으로 판단된다.

References

- [1] Kyoung-Chul Kim, Min-Hyuc Ko, Beom-Sahng Ryuh, "Development of Agriculture Auto Hose Reel by using Wheeled Mobile Robot", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, vol. 15, no. 3 pp. 1299-1304, 2014.
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2014.15.3.1299>
- [2] Sun-hee um, Myeong-Hwa Jeong, Kyeong-Hee Lim, "Introduction of Finance for Fishing Boat Building - with focus on the lease", p. 64, Korea Maritime Institute, 2012.
- [3] Robert L. Norton, "Kinematics of Norton", pp. 38-39, McGraw-Hill Education, 2014.
- [4] Posco, "Automobile Structural Steel", 4p, Posco Global Technical Center, 2014.
- [5] Dong-Pyo Hong, Chan-Gon Park, Byoung-Kuk Lee, Yong-Hong, Seung-Ho Hwang. "Stress analysis for 46kV insulated boom design of 20m-class high place operation car", Conference of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, pp. 528-529, 2012.

문 혁 주(Hyeok-Joo Moon)

[정회원]



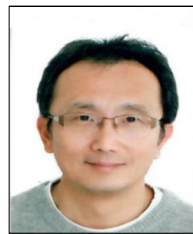
- 2015년 8월 : 전북대학교 공학대학 정밀기계공학과 (공학사)
- 2015년 9월 ~ 현재 : 전북대학교 공학대학원 기계시스템공학과 석사과정

<관심분야>

자동화, 로보틱스

유 범 상(Beom-Sahng Ryuh)

[정회원]



- 1979년 2월 : 서울대학교 공학대학 기계설계학과 (공학사)
- 1981년 2월 : 서울대학교 공학대학원 기계설계공학과 (공학석사)
- 1989년 8월 : Purdue University 공학대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1998년 3월 ~ 현재 : 전북대학교 기계시스템 공학부 교수

<관심분야>

자동화, 로보틱스

오 영 섭(Young-Sup Oh)

[정회원]



- 1995년 2월 : 전북대학교 공학대학 정밀기계공학과 (공학사)
- 1998년 2월 : 전북대학교 공학대학원 정밀기계공학과 (공학석사)
- 2016년 2월 : 전북대학교 공학대학원 정밀기계공학과 (공학박사 수료)
- 2014년 2월 ~ 현재 : 오담기술경영 대표

<관심분야>
자동차, 로보틱스

김 만 중(Man-Jung Kim)

[정회원]

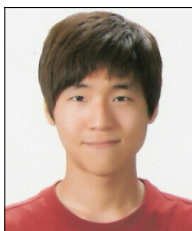


- 2017년 2월 : 전북대학교 공학대학 기계항공시스템공학부 (공학사)
- 2017년 3월 ~ 현재 : 전북대학교 공학대학원 기계시스템공학과 석사과정

<관심분야>
자동차, 로보틱스

이 정 훈(Jung-hun Lee)

[정회원]



- 2014년 2월 : 전북대학교 공학대학원 정밀기계공학과 (공학사)
- 2016년 2월 : 전북대학교 공학대학원 기계시스템공학과 (공학석사)

<관심분야>
로보틱스, 자동차 시스템, 다족보행 로봇