

항공기 조립용 고정밀 드릴링 및 리벳팅 장치의 C-frame 구조해석 및 최적화

Analysis and Optimization of C-frame structure of Precision Drilling and Autorivet Machine for Aircraft Assembly

이제열¹, 조철민², 박찬우^{1,✉}

Je Yeol Lee¹, Chul Min Cho² and Chan Woo Park^{1,✉}

¹ 경상대학교 항공기계공학부 (Department of Aerospace Engineering, Gyeong-sang National Univ.)

² 한국항공우주산업 설비기술팀 (Equipment Service Section, Production Support Department Korea Aerospace Industries)

✉ Corresponding author: parkcw@gnu.ac.kr, Tel: 010-9311-9475

Manuscript received: 2011.9.19 / Revised: 2011.12.7 / Accepted: 2012.1.17

In this paper, design optimization of C-frame of a precision drilling and autorivet machine has been performed. The machine, Autoriveter has been developed by Korea Aerospace Industry (KAI), For current autoriveter, it is hard to achieve high efficiency because of heavy weight of the machine. In this paper, we suggest new structure of the current C-frame, a part of autoriveter, by optimization. The result of the study can give much profit for mass-production of the machine.

Key Words: Autoriveter (오토리벳팅장비), C-frame (C 형 프레임), Optimization (최적설계)

1. 서론

항공기 조립용 고정밀 드릴링 및 리벳팅 장치는 항공기 날개, 동체 등의 조립을 위해 드릴링 공정 및 리벳 공정을 자동으로 수행하기 위한 장비이다. 본 장비는 항공기 부품을 조립하는데 있어서 기존의 수작업 대비 작업성 및 품질의 향상을 위해 필수적으로 필요한 대표적인 항공 산업 장비이며 항공기 자동 조립 장비에 관한 설계¹ 및 연구²는 국내는 물론 해외에서도 많이 진행하고 있다.

본 장비로 조립하는 항공기 부품의 생산성과 품질을 높이기 위해서는 이 장비의 높은 정밀도와 빠른 작업속도가 요구된다.

이를 위해서는 자동 드릴링 및 리벳팅 장비의 본체인 C 형 프레임(C-frame)이 효율적으로 설계되어야 한다. Fig. 1 은 장비의 전체와 C-frame 의 형상을 보여준다.

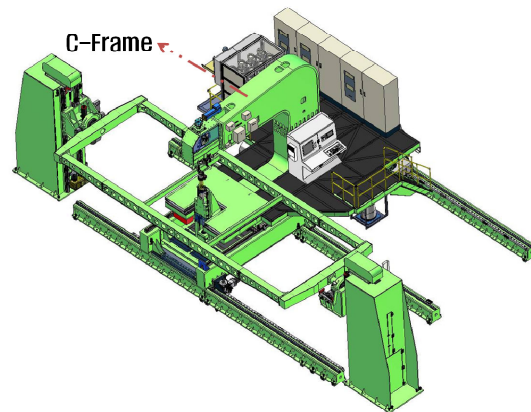


Fig. 1 Precision drilling and autorivet machine

을 보여준다.

C-frame 은 전, 후, 좌, 우가 개방되어 있어 작업성이 좋고 제품 가공이 용이하다. C-frame 에서는

리벳 작업 시에 가해지는 하중에 의한 편차와 다이의 중심을 어긋나게 하는 변형이 큰 문제가 된다. 작업 시에 이런 변형 때문에 정밀도가 떨어지게 되고 작업시간이 길어지게 되므로 C-frame 이 적은 변형량을 가지도록 설계할 필요가 있다. 또한 리벳팅 해야 하는 위치로 장비가 움직일 때 발생하는 진동을 최소화하여야 작업의 속도를 높일 수 있다. 본 연구의 동해석은 리니어모터를 사용하는 장비의 동적특성 해석기법을 인용하였다.³

C-frame 은 제작에 많은 비용과 시간을 요하기 때문에 시험용 구조물을 제작하여 하중에 대한 변형량을 측정하는 데는 한계가 있다. 따라서 본 연구에서는 유한요소모델(FEM)을 이용한 최적화 해석을 수행하여 C-frame 의 무게를 최소화하여 장비의 관성력을 최소화하고 변위 및 응력을 제한치 내에 유지할 수 있는 설계를 찾았다.⁴

이와 같은 최적설계를 통해 장비의 이송 시 진동을 감소시켜 이송속도를 향상시키고 장비의 정확도를 증가시킬 수 있다. 최적화를 통해 얻은 모델의 동해석 결과와 기존 모델과의 동해석 결과를 비교하여 C-frame 의 안정성과 경제성의 향상을 살펴보았다.

2. 유한요소 모델링

해석을 수행하기 위해서는 실제 구조물을 유한요소해석 프로그램에서 해석이 가능하도록 모델링해야 한다. 본 연구의 해석은 MSC NASTRAN⁵ 을 사용하였고 모델링은 MSC PATRAN⁶ 으로 수행하였다. 대상 구조물의 유한요소모델을 구성하기에 앞서 해석 목적에 맞게 대상 구조물을 단순화하고 이상화 시켜야 한다. 대부분의 경우 실제 구조물을 그대로 똑같이 유한요소모델로 만들기 어려울 뿐만 아니라 그럴 필요도 없다. 따라서 대상 구조물에서 유한요소모델에 포함할 부위를 결정한다.

해석의 정확성과 거동에 영향을 주지 않는 부분은 모델에 포함하지 않거나 관심 영역이 아닌 부분은 하중경로만을 단순하게 반영하는 정도로 이상화한다. 구조물 사이의 복잡한 체결부위나 접촉부위는 그 부분이 관심영역이 아닐 경우 단순화 또는 이상화시킨다. Fig. 2 의 좌측 실제 장비의 CATIA 형상을 우측과 같이 MSC PATRAN 으로 모델링 했다.

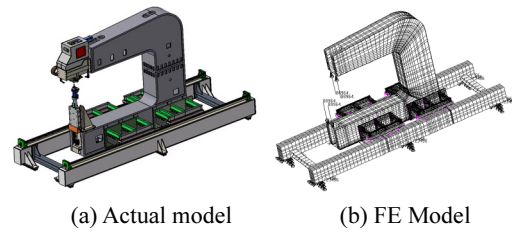


Fig. 2 Analysis Model

3. 초기설계해석

기존에 설계되어 상용화 되어진 장비에 대한 정하중해석, 진동해석 및 과도응답해석을 수행하였다.

3.1 정하중해석

구속조건으로 케리지의 하단 Linear Motor(LM) support 부분을 구속했다. 레일에 브레이크가 걸려 있는 상태로 가정하고 XYZ 방향 변위와 회전을 모두 구속했다.

하중조건은 헤드와 C-frame 하단 부위에 30,000 lbs 의 정적하중이 가해질 경우이다. 헤드 전체가 모델링 되어 있지 않기 때문에 Fig. 3 와 같이 단순화된 헤드 부위의 양 끝단에 힘과 모멘트를 가하고 하단 지지대에 힘을 분포시켜 가했다.

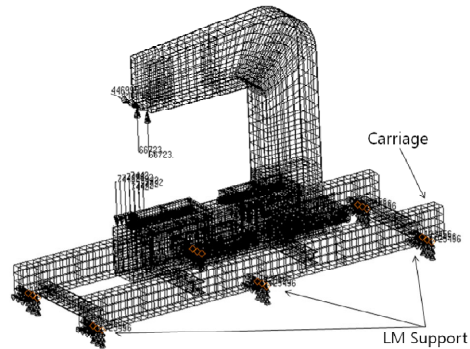


Fig. 3 Load and Constraints

C-frame 에서 최대 변형은 헤드 끝 단에서 나타난다. Fig 4 는 헤드와 하단 고정부에 30,000 lbs 의 하중을 가했을 때 C-frame 에서 나타나는 변형을 나타낸 것이다. C-frame 의 상부와 하부가 벌어지면서 입벌림 현상이 발생한다. C-frame 의 상부 끝단에서 1.42 mm 의 변위가 발생하며 하부도 아래방향으로 0.47 mm 의 변위가 나타난다.

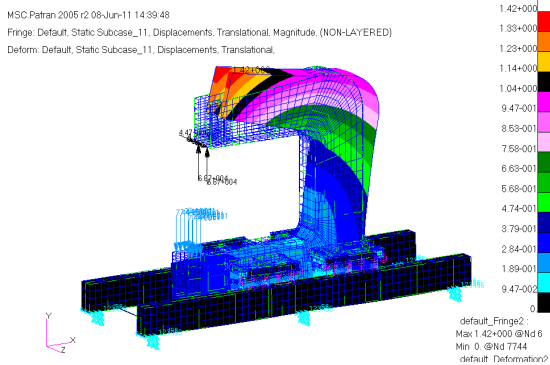


Fig. 4 Analysed structural deformation (30000lbs)

3.2 진동해석

정규모드 진동은 지배방정식이 질량과 관성으로만 표현되는 비감쇠 자유진동 문제이며, MSC NASTRAN 에서 사용하는 지배방정식은 다음 식 (1)과 같은 고유치 문제이다.

$$([M]\ddot{x} - \omega^2[M])\phi = 0 \quad (1)$$

MSC NASTRAN 에 의한 각 모드의 고유진동수 해석 결과를 Table 1 에 나타내었다.

Table 1 Natural frequency (Normal mode)

	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4
Natural frequency (cycle/sec)	0.304	0.358	0.560	0.787

3.3 과도응답해석

본 장비는 리니어모터에 의하여 C-frame 전체가 Fig. 5 와 같이 가속하여 이동된 후 감속하도록 설계되어있다. 그러나 실제작업 시 리벳과 리벳 사이의 이동을 위한 동작에서는 대부분 25.4mm 의 포인트간 이송이 대부분이다. 장비가 25.4mm 를 이송할 때는 급송 이송속도인 5m/min 까지 도달하기 전에 감속된다. 따라서 동적 특성 해석은 장비가 25.4mm 를 움직이는 싸이클에 대해 해석을 수행했다.

장비의 실제 작업 시의 동적 특성을 Fig. 6 에 나타내었다. 장비가 가속되며 이동거리의 절반인 S1=12.7mm 만큼 이송하고 다시 감속되어 정지하기 까지 걸리는 시간은 1.16sec 이다. 장비의 속도변화를 계산하여 해석 모델에 속도를 변화시켜 동적 특성을 해석했다.

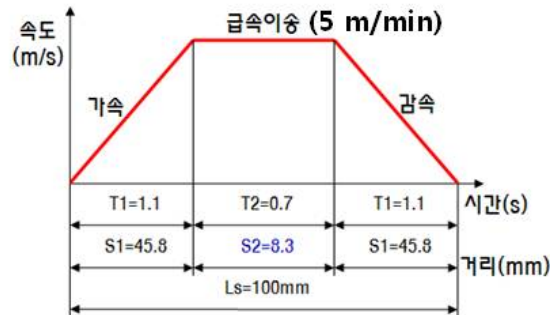


Fig. 5 Quick movement cycle of spec (x-axis)

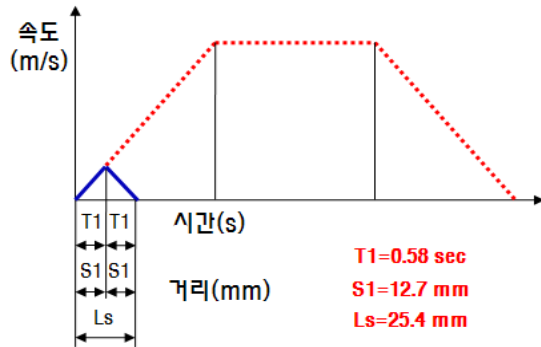


Fig. 6 Movement Cycle of Actual moving

Fig. 7 은 0 초부터 15 초까지 시간이 변함에 따른 C-frame 의 거동분석 결과이다. 0~0.58 초 사이는 가속구간으로 속도가 증가하면서 X-축으로 이동하게 된다. C-frame 의 상부는 관성에 의해 이동이 지연된다. 이후 0.58~1.16 초 사이에 감속하면서 케리지는 정지하고 C-frame 이 뒤 따라 이동하는데, 제자리에 바로 정지하지 못하고 변위량이 커졌다 줄었다를 반복하며 진동하게 된다. Fig. 7 에서 약 10 초가 되면 C-frame 이 정지함을 알 수 있다.

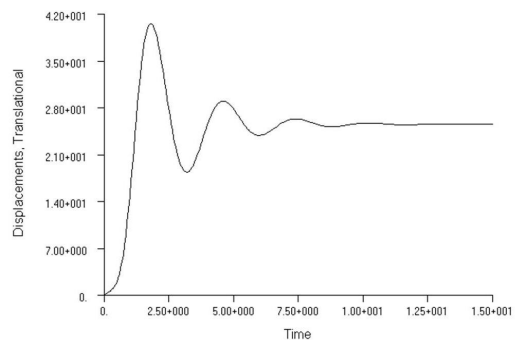


Fig. 7 Direct Transient Dynamic Analysis result

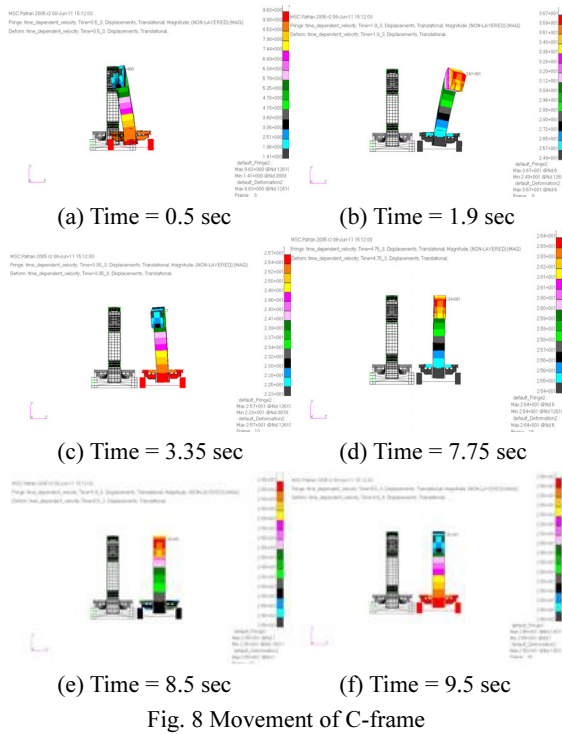


Fig. 8 Movement of C-frame

4. 구조 최적화

MSC NASTRAN⁷의 SOL 200 해석을 통해 C-frame의 구조물 설계를 최적화 하였다. 최적화하기 위해 설계변수와 목적함수 및 제약조건을 다음과 같이 설정하여 문제를 정식화 하였다.³

4.1 목적함수

C-frame을 최적화하는 목적은 장비의 이송 시 진동을 감소시켜 이송속도를 향상시키고 장비의 정확도를 증가시키기 위해서이다. 장비의 진동과 이송속도는 장비의 중량과 밀접한 관련이 있기 때문에 최적화의 목적함수는 장비의 중량을 최소화 하도록 설정하였다.

4.2 설계변수

C-frame의 최적화에 사용될 설계변수는 C-frame의 상,하,좌,우 판넬과 C-frame 내부의 Rib 및 추가로 설계한 보강재들의 두께들이다.

Fig. 9는 C-frame 무게감소를 주도하고 있는 C-

frame의 상,하,좌,우 판넬을 보여주고 있다. 설계변수 1인 DV1은 상하 판넬의 두께이고 설계변수 2인 DV2는 좌우 판넬의 두께이다.

Fig. 10은 최적화에 사용된 C-frame 내부의 설계 변수들을 보여주고 있다. 사용된 설계변수는 기존 사용중인 장비에서 추가된 보강재를 포함하여 27개이고 그중 정하중시 가장 많은 응력을 받아 추가로 설치한 C-frame 상부와 하부의 보강재를 Fig. 11에 나타내었다.

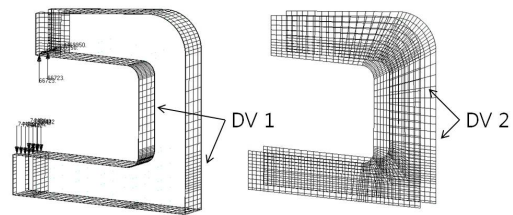


Fig. 9 Design Variable 1, 2

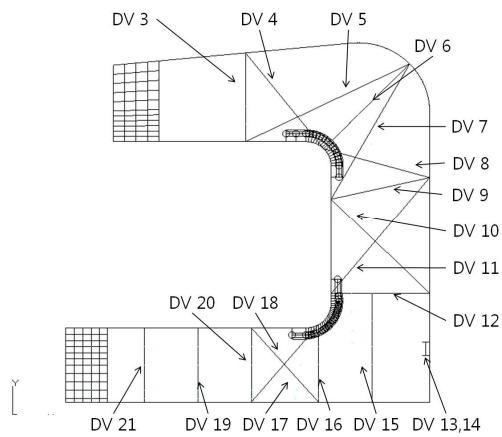


Fig. 10 Design Variable 3-21

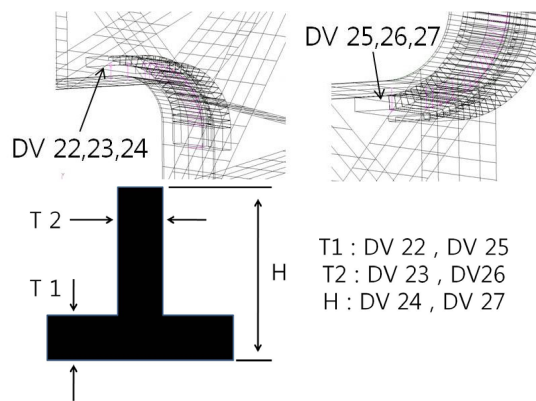


Fig. 11 Design Variable 22-27

4.3 제약함수

C-frame 의 상,하의 변위량은 장비의 체결 정확도에 큰 영향을 미친다. 따라서 장비의 상,하 변위량과 장비의 파괴를 막기 위해 재료의 항복응력을 제약함수로 설정한다.

본 장비는 자동으로 리벳을 체결하는 장비로 입벌림양은 리벳의 체결 시 품질에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 사용처의 요구조건에 따라 입벌림양을 총 2 mm 로 제한하였다.

- G1(X): C-frame 상부의 변위량 - $1\text{mm} \leq 0$
- G2(X): C-frame 하부의 변위량 - $1\text{mm} \leq 0$
- G3(X): Max Von mises stress $\leq 295\text{ MPa}$

4.4 최적화결과

1 차 최적화 결과, 응력이 작아서 두께가 최소값으로 줄어든 보강재는 무게 절감을 위해 제거한 후 다시 한번 2 차 최적화하여 C-frame 의 상,하,좌,우 판넬의 최종두께와 C-frame 내부의 Rib 과 추가한 보강재의 최종형상 및 두께를 확정하였다.

Fig 12 는 1 차 최적화 후 제거한 보강재를 제외하고 2 차 최적화를 위해 모델링 된 형상이며, Table 2 는 최종적으로 최적화된 결과이며 초기값은 최적화를 하기 위해 보강재를 추가하여 만든 모델이다.

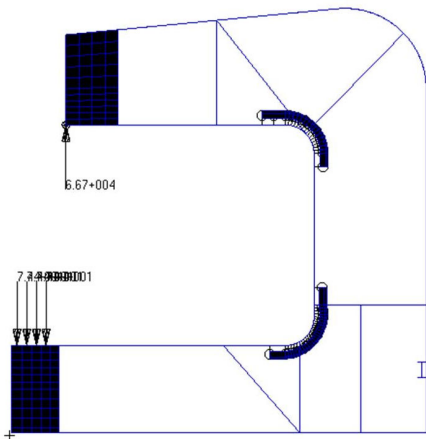


Fig 12 Final optimization model(C-frame)

최적화결과를 분석해보면 변위 제약조건이 1 mm 인 경우 기존설계 대비 8 ton 의 무게감소가 가능함을 알 수 있다. 만약 제약조건을 2 mm 로 완화할 경우에는 추가로 3.9 ton 의 무게 감소가 가능

함을 확인했다. 무게감소에 가장 큰 영향을 미치는 C-frame 의 상하부 및 측면 판넬의 두께가 급격히 줄어들며 전체 무게를 감소시키고 있음을 확인할 수 있다. 장비의 입벌림 허용치가 크면 C-frame 의 상하부 및 측면 판넬 두께의 감소량이 커지고 두께감소에 따른 전체 중량 감소를 통해 공정시간을 단축시킬 수 있어 전체적인 생산성의 증가를 가져오게 된다.

Table 2 Result of optimization

	Initial	1st Optimize	2nd Optimize
Total Weight (Kg)	38689.12	33010.11	30543.41
Head Displacement (mm)	0.786	0.789	0.890
Fixture Displacement (mm)	0.611	0.603	0.960
Total Displacement (mm)	1.40	1.39	1.85
DV 1	65	56	38.4
DV 2	25	18.2	23.4
DV 3	25	16.3	5.4
DV 4	25	16.2	5.7
DV 5	25	5.6	21.8
DV 6	25	27.5	5.2
DV 7	25	2.6	-
DV 8	25	4.5	-
DV 9	25	1	-
DV 10	25	1	-
DV 11	25	1	-
DV 12	25	4.8	5.6
DV 13	25	13.2	6.2
DV 14	25	24	4
DV 15	25	5.7	14
DV 16	25	8.9	3.3
DV 17	25	1	-
DV 18	25	1	-
DV 19	25	1	-
DV 20	11	10.8	7.8
DV 21	7	6.7	5.7
DV 22	65	33.3	10
DV 23	65	71.1	61.8
DV 24	88	80.3	56.3
DV 25	65	30.4	10
DV 26	65	79.2	60.8
DV 27	88	97.4	72.6

5 개선설계해석

5.1 정하중해석

구속조건과 하중조건은 초기설계의 조건과 같으며 해석에 사용된 모델은 C-frame 상,하의 변위량 제약조건 1mm로 최적화된 모델이다.

C-frame 에서 최대 변형은 초기설계해석의 정하중해석 결과와 같이 헤드의 끝 단에서 나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig 13 은 최적화된 모델의 해석결과를 나타낸 것이다. 헤드끝단의 변위는 1 mm 가 나타난다. C-frame 에서 입벌림 현상이 나타나며 C-frame 하부도 아래쪽으로 0.96 mm 의 변위가 나타난다. C-frame 의 상부와 하부의 변위를 1 mm 가 넘지 않도록 제약조건을 설정하였기 때문에 1 mm 안에서 최적화가 이루어 졌음을 알 수 있다.

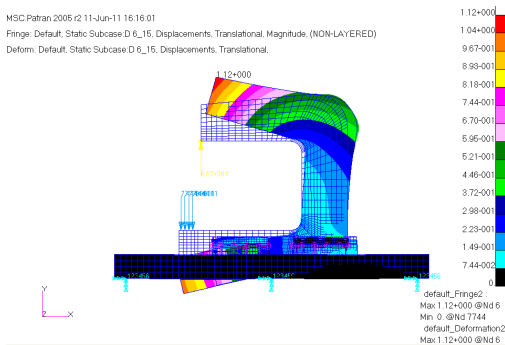


Fig 13 Analysed structural deformation

5.2 진동해석

초기설계해석과 같은 방법으로 제약조건 1mm 최적화 모델의 정규모드 진동을 해석하였다. 최적화 모델의 고유 진동은 다음 Table 3 과 같다.

Table 3 Natural frequency for optimize model

	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4
Natural frequency	0.286	0.330	0.512	0.804

장비의 가진요소가 매우 낮은 진동수를 가지고 있어서 최적화를 통해 얻은 고유진동수는 장비의 작동에 문제가 없음을 확인할 수 있었다.

5.3 과도응답해석

초기설계해석과 같은 방법으로 제약조건 1mm 모델에 대한 과도응답해석을 수행했다.

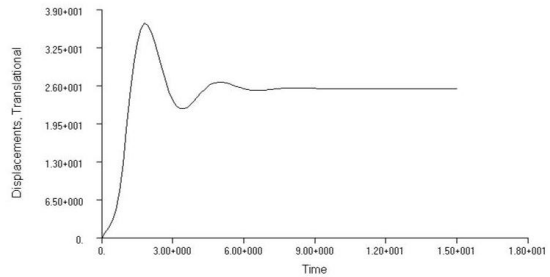


Fig. 14 Direct Transient Dynamic Analysis result (optimized model)

Fig 14 의 해석결과를 보면 변위가 증가했다가 감소하고 다시 증가하는 파동모양을 보이다 약 5 초 이후로 일정한 값으로 수렴한다.

6. 결론

C-frame 을 최적화한 결과 전체 C-frame 의 입벌림량을 늘리지 않으면서 무게를 줄일 수 있었고 허용응력 또한 최대응력을 넘어서지 않아 장비의 안정성 또한 만족시킬 수 있었다.

최적화 모델은 초기모델보다 전체 입벌림량을 늘리지 않으며 더 작은 진동과 장비 이송 시 10 초에서 멈추던 변위가 약 5 초에서 멈추어서 이송 시 작업의 안정성이 개선되고 공정시간의 감소 효과가 있었다

Table 4, Table 5 는 초기설계와 최적화된 설계의 정하중 해석 및 과도응답 해석의 결과를 비교한 것이다.

Table 4 Comparison of results(Displacements)

	Weight	Max. Displacements	Max. Stress
Current	36542.12 Kg	1.89 mm	44 Mpa
Optimized	30543.41 Kg	1.85 mm	77 Mpa

Table 5 Comparison of results (Dynamic Analysis)

	Maximum Displacements	Head Stop (Time)
Current	40.2 mm	10 sec
Optimized	37.0mm	5 sec

최적화 결과는 C-frame 의 상,하 변위량 제약조건 1mm 의 결과이며 기존설계 대비 8 ton 의 중량

감소가 가능하다. 중량이 감소되면 정지시간을 단축할 수 있어 장비의 생산성이 증가하고 양산 제작 시 제작단가 감소로 경제성이 크게 증가할 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 지역산업기술 개발사업 중 한국항공우주산업개발의 항공기 동체 조립용 고정밀 드릴링 및 리벳팅 로봇사업의 위탁사업과 기초기술연구회가 지원하고 한국항공우주연구원 연구원이 주관하는 DRC 사업의 일부로 수행되었습니다.

참고문헌

1. D'Agostino, N. and Ziewers, H., "Design for manufacturing in automated aircraft assembly machining," Aerospace Manufacturing and Automated Fastening Conference & Exhibition, 2008.
2. Soehner, C. and Mayländer, H., "Traveling Column Machines for Automated Drilling and Fastening Operations on Different Aircraft Structural Components" SAE International Journal of Aerospace, Vol. 1, No. 1, pp. 750-756, 2009.
3. Jeong, S. and Kim, S., "Finite element modeling and dynamic characteristic analysis of the tilting turret slide system," Journal of KSMTE Fall Annual Meeting, pp. 188-192, 2000.
4. Choi, Y. H., Hong, J. H., Choi, E. Y., Kim, T. H. and Choi, W. S., "A study on the feed rate optimization of a Linear Motored Feed Drive System for Minimum vibrations," Journal of KSMTE Fall Annual Meeting, pp. 321-325, 2004.
5. MSC Software, "MSC NASTRAN 2005 Quick Reference Guide," Combined Documentation, 2005.
6. MSC Software, "MSC PATRAN User's Guide," Combined Documentation, 2005.
7. Vanderplaats Reserch & Development Inc., "DOT Users manual V5.0," 1999.