

DFSS에 의한 FPD용 높이 조절기구 설계

조규열*, 정선환⁺, 최성대⁺

(논문접수일 2006. 12. 20, 심사완료일 2007. 1. 30)

Design of Height Adjustment Mechanism for Flat Panel Display by DFSS

Gyu-Yeol Cho*, Seon-Hwan Cheong⁺, Seong-Dae Choi⁺

Abstract

This study was carried out to minimize the lifting force and to design the slim sized frame of a height adjustment mechanism. This unit is designed for the display devices in order to enhance the ergonomics for effective height adjustment as well as to achieve much slimmer frame for the pedestal. A tolerance analysis of 6 sigma was applied to achieve smooth lift at design stage not to change the tolerance specification of gap several times in a roller type of lifting mechanism at mass production stage. The specification of minimum gap and the target of production yield ratio were agreed with a quality team before tooling. A DFSS simulation on drawings had been done with reasonable tolerance and achievable standard deviation(σ) several times until the target specification of gap and yield ratio was met. Once tolerance and deviation(σ) were fixed tooling start was done successfully. A CAE method was applied to achieve a slim design. Design parameters were frozen when those parameters matched the reference strength data of standard model. Through those tolerance analysis and CAE simulation the number of tool modification was reduced and production yield ratio was raised up without arguing quality specification at production stage in the end.

Key Words : DFSS(Design For 6 Sigma), CAE(Computer Aided Engineering), CAD(Computer Aided Design), Smooth-Lift-Unit(유연 승강유닛), FPD(Flat Panel Display), LSL(규격하한), USL(규격상한), Zst(단기확률변수), Zlt(장기확률변수)

1. 서론

최근 IT산업의 급신장과 함께 디스플레이 장치도 브라운

관에서 평판디스플레이(FPD)로 바뀌고, FPD의 급격한 수요 신장으로 업체별 경쟁이 격화되고 있으며, 시장선점을 위해서 혁신 디자인, 사용편의성 제고 등 차별화 전략을 구사

* 금오공과대학교 대학원 기계공학부 (gycho119@yahoo.co.kr)
주소: 730-701 경상북도 구미시 양호동 1번지
⁺ 금오공과대학교 기계공학부

하고 있다. 특히 장시간 PC앞에서 인터넷 및 CAD 작업을 하는 고객들에게는 신장의 차이에 따른 유연한 화면 높낮이 조절기능이 인체공학적으로 반드시 필요하며 슬림(Slim) 디자인과 함께 고객의 욕구만족을 충족시켜주고 있다.

일반적으로 설계, 개발, 양산단계의 손실은 각각 1;10;100으로 알려져 있다⁽¹⁾. 이러한 손실률을 낮추기 위해서는 연구 개발 단계에서 고객의 요구와 제조시의 문제점을 완벽하게 고려한 안을 만들어야 한다.

현재 이와 관련된 국내의 연구는 관련제품의 제조회사 내에서 사내 노하우 축적차원으로 연구개발되고 있는 경향으로 외부에 발표된 예는 거의 없는 실정이다.

본 연구는 수직상하방향 이동형 높이 조절기구를 대상으로 하여, 높이 조절기구의 설계에 DFSS(Design For Six Sigma)기법을 적용, 설계 단계에서 양산 및 출하 단계의 문제점을 미리 예상하여 불량률(목표치: 5σ 품질수준)을 개선하도록, 작동성의 민감 부위에 대한 설계공차를 합리적으로 설정하고, 또한 슬림 디자인을 실현하면서도 워블(Wobble) 등 감성품질은 표준 모델 수준을 유지할 수 있는, 각종 설계 변수들을 금형 제작하기 전에 CAE에 의해 선행 검증함으로써, 효율적인 개발 일정관리, 잦은 구조변경, 금형수정 등에 의한 손실률을 줄일 수 있는 방안을 연구하는데 목적이 있다.

2. 설계

2.1 수직 작동력 원리

높낮이 조절기능은 Fig. 1과 같이 2가지로 구분된다. 즉 2관절 힌지에 의한 전후상하방향 이동형, 피스톤에 의한 수

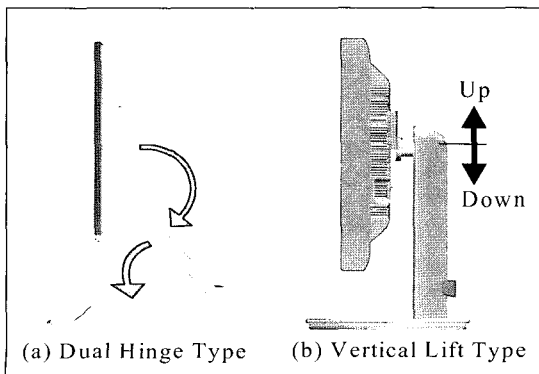


Fig. 1 Types of height adjustment mechanism of FPD

직상하방향 이동형 등이 있으며, 본 연구에서는 후자에 대한 연구로 한정하였다.

Fig. 2는 기존 높이 조절구조의 단면을 도시한 것으로서 작동력 F1을 구하는 식은 아래와 같다.

$$F1 - W - \mu N + P = 0 \quad (1)$$

여기서 F1; Up향 작동력, W; FPD의 자중, μN ; 피스톤의 작동 마찰력, P; Fan Spring의 장력이며, Fan Spring 장력(P)을 FPD의 자중(W)와 동일하게 책정하면,

$$F1 = \mu N \quad (2)$$

가 성립한다.

결국 유연한 승강력(F1)을 구현하기 위해서는 피스톤과 실린더간의 마찰력을 최소화해야 함을 알 수 있다. 그러나 기존 구조는 면마찰로서 마찰계수를 줄이는 데 한계가 있으므로 Fig. 3과 같이 롤러(Roller)방식을 고안하여 선접점에 의한 마찰력저하와 함께 슬림형 본체를 구현할 수 있다.

그러나 Fig. 3 구조에서 극복할 과제는 Metal Slider Inner와 Outer간의 유동문제와 이들이 결합된 상태에서 Slim화

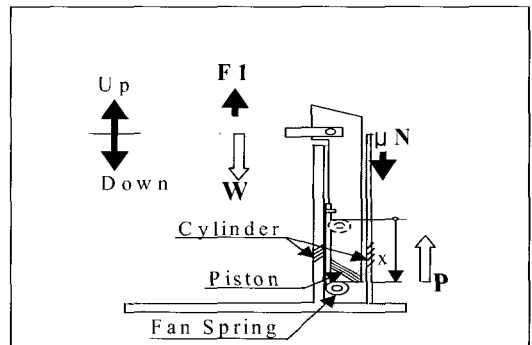


Fig. 2 Section view of current mechanism

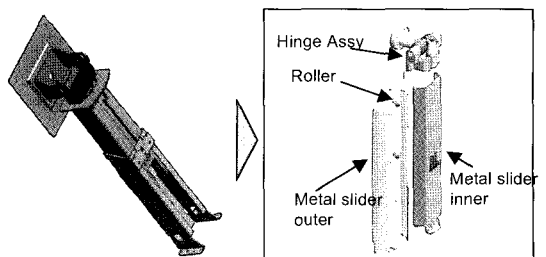


Fig. 3 New Frame Mechanism

Table 3 Simulation result of reduced standard deviation

No.	Part No.	Part Name	Description	Tol.	Tol.	Geom.	Target	Tol.	Tol.	RSS	RSS	Zst
				Nominal (mm)	(mm)	Vector	Loop	Span (mm)	Span (mm)	Stack-up Count	Stack-up Count	
1	Envelope A	Roller Gap		8	0.05	-0.05	-1	8	0.06	0.015	0.038	4.79
	B	Roller	Roller 1 (mm)	31.1	0.1	-0.1	-1	-31.1	0.1	0.120	0.051	5.00
	C	Shaft	Shaft 1 (mm)	8	0.05	-0.05	-1	8	0.06	0.015	0.038	4.79
	D	Roller	Roller 2 (mm)	47.5	0.2	0	1	47.5	0.1	0.120	0.051	5.00
	A	Roller Gap		0.033	0.03							5.00

Target	Upper	Lower
0.033	0.034	0.032

In case that we reduced the value of Zst, We could achieve "Z" value of 6.27.

Table 4 Simulation result combined tolerance revision and deviation enhancement

No.	Part No.	Part Name	Description	Tol.	Tol.	Geom.	Target	Tol.	Tol.	RSS	RSS	Zst
				Nominal (mm)	(mm)	Vector	Loop	Span (mm)	Span (mm)	Stack-up Count	Stack-up Count	
1	Envelope A	Roller Gap		8	0.05	-0.05	-1	8	0.06	0.027	0.015	4.79
	B	Roller	Roller 1 (mm)	31.1	0.1	-0.1	-1	-31.1	0.1	0.120	0.051	5.00
	C	Shaft	Shaft 1 (mm)	8	0.05	-0.05	-1	8	0.06	0.027	0.015	4.79
	D	Roller	Roller 2 (mm)	47.5	0.2	0	1	47.5	0.1	0.120	0.051	5.00
	A	Roller Gap		0.033	0.03							5.00

Target	Upper	Lower
0.033	0.034	0.032

1) Half Diameter of Roller : $8 \pm 0.05 \rightarrow 8 \pm 0.06$
 2) Inner Dimension of Metal : $47.5 - 0 \pm 0.2 \rightarrow 47.5 \pm 0 \pm 0.3$
 3) Deviation between 2 Holes : $0.033 \rightarrow 0.02$ (Tooled Shape)

있다. 그러나 이는 각 구성요소를 생산하는 협력기업의 품질 불량률을 이상적으로 설정한 결과이므로, 실현가능성이 있는 표준편차 설정이 필요하다.

Table 4는 설계상 최대 허용 공차의 반영과 업체의 현실성 있는 공정능력을 적용한 도표로서 설계 단계에서 합리적인 설계 변수들의 규격설정 결과⁽⁵⁾, 목표로 하는 결과값 $Z_{st}=5.38$ 이라는 품질불량률 233ppm($Z;5.0$) 이상을 확보할 수 있게 되었다.

공차조정부분은 먼저 Roller의 반영은 사출공차 및 자체 유격공차를 각각 0.05, 0.03을 감안하여 0.05 -> 0.08로 업체와 선 합의하였고, 절곡되는 철편물의 내부공차는 스프링백(Spring Back)현상을 감안하여 0.2 -> 0.3mm로 조정키로 한 반면, 표준편차 조정부분으로는 Roller 고정용 Hole간 치수가 금형 타발에 의한 비교적 안정된 공정이므로 편차를 0.033 -> 0.02로 조정키로 협의한 결과이다.

2.3 CAE에 의한 Frame 강도해석⁽⁷⁾

세트를 지지하는 프레임은 위블(Wobble)이 없는 튼튼한 구조도 필요하지만 슬림화도 동시에 만족해야 한다. 위블에

Table 5 Material Properties of Steel_Rolled Plate

Density = 7.85 $e^{(-0.06)}$ kg/mm ³
Young's modulus = 206GPa
Poisson's ratio = 0.3
Yield Strength = 235MPa
Tensile Strength = 340MPa

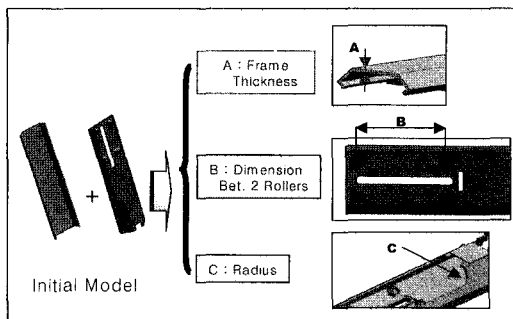


Fig. 6 Design factors affecting wobble

Table 6 CAE result based on 3 factors & 2 levels

FACTOR	LEVEL	
	-1	+1
A	2.0 mm	2.3 mm
B	60 mm	80 mm
C	0 mm	R = 12 mm

RUN	A	B	C	DEF
1	-1	-1	-1	1.27E+06
2	1	-1	-1	1.63E+06
3	-1	1	-1	1.48E+06
4	1	1	-1	1.88E+06
5	-1	-1	1	1.33E+06
6	1	-1	1	1.71E+06
7	-1	1	1	1.55E+06
8	1	1	1	1.97E+06

영향을 미치면서 유연성강 기능을 하는 슬라이드 프레임에 대해 금형제작하기 이전단계에 CAE에 의한 강도평가를 하는 방안을 연구하였으며 소재는 아연도금 강판으로 기계적 성질은 Table 5와 같다.

Fig. 6과 같이 강도에 영향을 미치는 인자들을 도출한 결과 프레임두께(A), Roller간 간격(B) 및 외측 프레임(Outer Frame)의 모서리 반경(C) 등이다.

선정된 인자들의 수준을 결정하고 실험계획(DOE)⁽¹⁰⁾을 실시하여 CAE 분석결과, Table 6과 같은 결과 값인 휨량(Deflection)을 얻을 수 있었다⁽⁴⁾.

힘량의 의미는 Fig. 7에 표기하였으며, 표준 프레임의 모서리부에 5kgf의 힘을 인가시 반력이 $2 \times e^6$ g을 얻었으며, 힘을 제거하면 약 6초 내에 본체가 워블에서 해제되는 기준을 먼저 설정해 두었었고, 워블의 합.부 기준으로 삼았기에 신규 프레임의 강성을 Test하기 위해서 5kgf인가시 힘량을 측정, 관리하였다.

다음 Table 6 인자들의 수준을 조정하고 CAE분석하여 Fig. 7의 반력 수준과 유사 값을 찾았다⁽⁹⁾. Fig. 8은 본 연구용 프레임의 형상을 기준하여 CAE분석한 결과이다.

Fig. 8과 같은 결과치를 도출하기 전에 참고한 인자별 주 효과 분석한 내용은 Fig. 9과 같으며, 두께, Roller간의 간격, Radius 크기 순으로 강도에 영향을 끼침을 알 수 있었고, 강성이 미흡할 경우 보완 수준을 결정시 참조하였다.

결과적으로 본 연구에서 고안한 슬림 프레임(Slim Frame)을 사용하면서 표준모델용 강도를 확보하기 위한 조합은 Fig. 10에서 망대의 특성을 가진 3개의 인자의 조합임을 알 수 있었다.

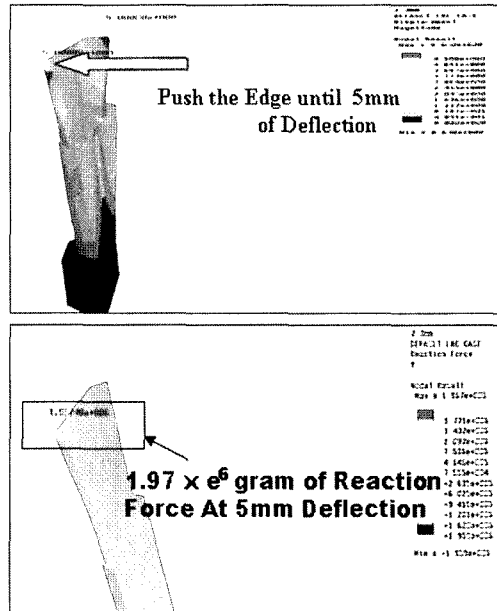
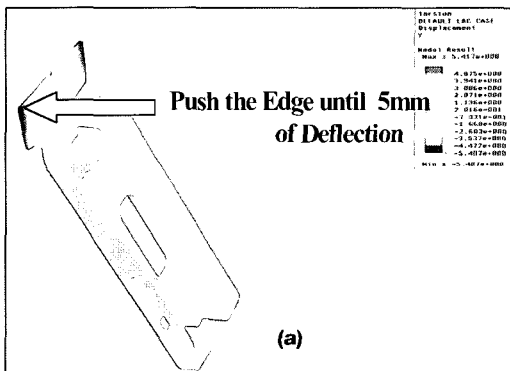
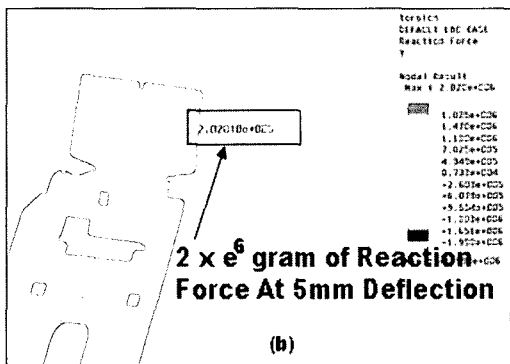


Fig. 8 Investigating model affecting strength



(a) Displacement of 5mm at the edge



(b) Result of reaction force

Fig. 7 Reference model affecting strength

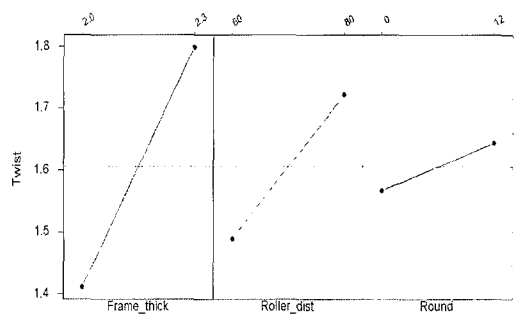


Fig. 9 Main effect plot for twist

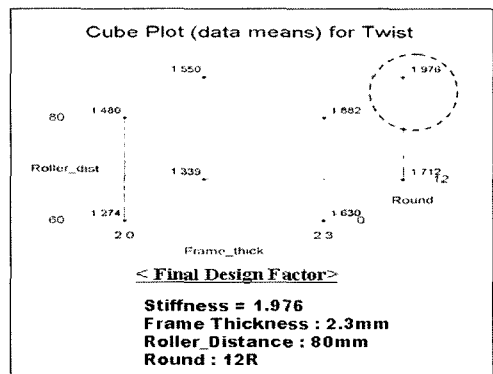


Fig. 10 Final design parameter decision

3. 성능평가

공차분석과 CAE분석 등을 통해 시뮬레이션하고, 금형을 제작(Tooling)한 후, 30개 씩 시료를 발취하여 초품(E/S)단계 및 1차 개선품(Pilot)단계에서 품질을 확인 결과는 Table 7과 같다.

표에서 보는 바와 같이 Height 작동력은 기존 면마찰시 작동력 3.6 kgf대비 약 30%개선된 2.5kgf의 유연성을 확보 할 수 있었고, 품질안정성 측면도 기존 유사공정 수준인 Z=4를 E/S 4.5를 거쳐 Pilot단계에는 약 5σ 수준으로 목표를 달성 할 수 있었다. Gap도 목표달성 수준인 Z=5는 달성했지만 E/S단계보다 Pilot단계가 저조하고, 이는 Roller간 Hole간격의 품질안정성이 Z=5.2 -> Z=4.52로 목표미달과 관련이 있는 것으로 판단, Shaft Hole간 미세 유동량 금형 수정하여 재측정한 결과 Fig. 11과 같이 Z=4.52 -> 5.25를 회복할 수 있었다.

한편 CAE분석에 의한 시뮬레이션에서도 한 Wobble항목은 초품(E/S)단계부터 목표치인 Z=5를 달성축할 수 있었고, Pilot단계에는 5.43으로 완벽한 품질개선을 한 반면, Slim정도를 표현하는 Frame단면적도 기존 5,000mm² ->2,880mm²로 약 40%이상 Slim화 할 수 있었다.

4. 결론

상하 수직이동형 신규 메카니즘 스탠드를 개발함에 있어서 설계단계에서 DFSS기법인 공차분석 및 CAE기법을 적용함으로써 개발단계의 품질을 조기에 안정화 시킬 수 있었다. 구체적으로는 금형제작이후의 금형수정을 절반이상(기존: 약 4회 이상을 2회로 줄임)줄일 수 있었고, 양산단계의 품질목표를 설계단계에서 분석, 설계 변수들의 Spec을 결정함으로써 기존 Z=3-4수준의 품질을 Z=5수준(233PPM)까지 끌어 올릴 수 있었다.

또한 CAE분석에 의해서 기존대비 40%이상 Slim한 디자인을 하면서도 기존 양산표준 수준의 강도를 유지하도록 설계변수들의 사양을 설계단계에서 결정할 수 있었다. 이외에도 개발, 품질부서간의 업무신뢰성 향상 및 잦은 금형수정에 의한 금형수명 저하방지와 함께 안정적인 양산(Mass Production)을 수행할 수 있었다.

후기

본 논문은 금오공과대학교 자체연구비 지원에 의하여 수행되었습니다. 대학 당국에 감사를 드립니다.

참고 문헌

- (1) Brian S. Thompson 1998, *Creative Engineering Design*.
- (2) KS B 0146, 1992, *Normal Tolerance*.
- (3) KS B 0147, 1992, *Basic Principle for Drawing Tolerancing*.
- (4) Richard, K. B., 1993, *Fundamentals of Packaging Dynamics*, L.A.B.
- (5) Edward, L., 2000, *Creative Problem Solving and Engineering Design*, Mc Graw Hill Education.
- (6) Park, S. H., Lee, M. J. and Lee, G. G., 2001, *DFSS for 6 Sigma Design*, Korea Standard Association.
- (7) Im, S. J., Guag, B. M. and Lee, J. S., 1996, *Introduction to Finite element Method*, Dongmyungsa.
- (8) Minitab Operation team of Irae Tech co., 2002, *New Minitab Practice*.
- (9) Jasbir, S. A., 1994, *Introduction to Optimum Design*, McGRAW-HILL.
- (10) Ko, S. H., Han, S. Y. and Choi, H. Y., 2001, "Optimal Design for a Structure Using Design of Experiment," *Proceeding of the KSMTE Autumn Conference*, pp. 34-39.

Table 7 Score card after tooling

CTQ (Critical to Quality)	Spec	Current "Z"	Target "Z"	E/S	Pilot
Function					
Height Force	2.5±1kg f	4.00	5	4.50	4.98
Gap	0.5±0.3mm	3.00	5	5.30	5.10
Wobble	within 6 seconds	3.00	5	5.00	5.43
Component					
Roller Size	14.2±0.16mm	3.00	5	5.8	6.65
Dim. bet. 2 Shaft Holes	31.5±0.1mm	3.00	5	5.2	4.52
Metal Slider Inner	47.5 -0,+0.3mm	3.00	5	5.1	6.56

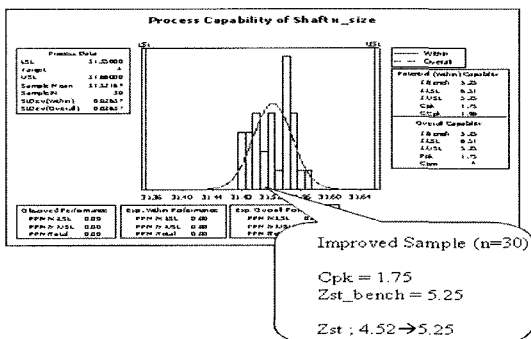


Fig. 11 Exceptional correction