

크리깅을 이용한 제로 모멘트 크레인에 적용되는 조인트의 설계

김재욱* · 장인권** · 곽병만*†

* KAIST 기계공학과, ** KAIST 해양시스템공학과

Design of a Mechanical Joint for Zero Moment Crane By Kriging

Jae Wook Kim^{*}, In Gwun Jangn^{**} and Byung Man Kwak^{*†}

^{*} Dept. of Mechanical Engineering, KAIST,

^{**} Dept. of Ocean Systems Engineering, KAIST

(Received December 24, 2009 ; Revised March 2, 2010 ; Accepted March 11, 2010)

Key Words : Kriging(크리깅), Optimization(최적화), Mobile Harbor(모바일하버), Zero Moment Crane(ZMC)

초록: 본 논문에서는 모바일하버의 하역 시스템으로 특화되어 개발한 제로 모멘트 크레인에 적용되는 조인트를 설계하고자 한다. 해당 조인트는 제로 모멘트 포인트의 개념에 기반하여 제로 모멘트 크레인을 안정화시키는데 중요한 역할을 수행한다. 이 목적을 위해서는 크고 다양한 형태의 하중을 견딜 수 있으며, 또한 2 방향의 자유도를 허용할 수 있어야 한다. 통상적인 설계 과정을 거쳐, 유니버설 조인트와 스피리컬 조인트를 결합한 후 가변형 구름 요소를 적용한 새 디자인을 제안하였다. 구름 요소는 하중을 분산시키며 하역 과정 동안의 동력 손실을 줄여준다. 시스템의 복잡성과 최적화 과정의 효율성을 고려하여, 크리깅 기반 근사 최적화 기법을 선정하였다. 설계된 조인트를 검증하기 위해, 구조 해석을 수행하고, 축소 시제품을 제작하였다.

Abstract: This study focuses on the design of a mechanical joint for a zero moment crane (ZMC), which is a specialized loading/unloading system used in a mobile harbor (MH). The mechanical joint is based on the concept of zero moment point (ZMP), and it plays an important role in stabilizing a ZMC. For effective stabilization, it is necessary to ensure that the mechanical joint is robust to a wide variety of loads; further, the joint must allow the structures connected to it to perform rotational motion with two degrees of freedom. By adopting a traditional design process, we designed a new mechanical joint; in this design, a universal joint is coupled with a spherical joint, and then, deformable rolling elements are incorporated. The rolling elements facilitate load distribution and help in decreasing power loss during loading/unloading. Because of the complexity of the proposed system, Kriging-based approximate optimization method is used for enhancing the optimization efficiency. In order to validate the design of the proposed mechanical joint, a structural analysis is performed, and a small-scale prototype is built.

- 기호설명 -

- R : 상관 행렬 (correlation matrix)
- $R(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2)$: 상관 함수 (correlation function)
- σ_{max} : 최대 등가 응력
- p_{max} : 최대 접촉 압력

1. 서론

모바일하버(Mobile Harbor, 이하 MH)는 해상에 정박 중인 대형 컨테이너 운반선의 컨테이너를 해

상에서 하역하여 육상 부두로 이송하거나 육상의 컨테이너를 해상의 컨테이너 운반선으로 이송하고 선적하는 움직이는 항구의 개념이다. 컨테이너 선박의 대형화 추세와 해상 물류의 증가에 따라 MH의 필요성은 크게 대두되고 있고, 차세대 해양 발전을 이끌 중요한 기술이다. MH는 유사 기능을 수행하는 기존 장비와 달리 상하역 장치인 크레인의 자세 안정화를 통해 해상에서 컨테이너 상하역 작업이 가능하다는 점에서 차별화를 둔다. 크레인은 ZMP(Zero Moment Point) 제어를 통해 자세 안정화가 되는데 이렇게 ZMP 제어를 통해 자세 안정화를 하는 크레인을 제로 모멘트 크레인(Zero Moment Crane, 이하 ZMC)이라 한다. ZMP 제

† Corresponding Author, bmkwak@kaist.ac.kr

어의 기계적인 측면에서는 ZMP 에 위치하는 기계 요소의 기능이 매우 중요하다. 이에 본 연구는 ZMP 에 적용 가능한 조인트를 설계 및 검증하여, 추후 실제 ZMC 에 적용 하는 것을 목표로 한다.

목표하는 조인트는 설계 변수와 목적 함수의 불확실성이 크고, 접촉 해석 등 비선형 해석을 포함하므로, 설계 과정의 효율성을 위해 광범위하고 신뢰성 있으며 계산 시간이 짧은 근사 최적 설계 기법을 사용한다. 이는 최적화 대상을 근사화한 메타 모델로 치환하는 방법으로써 최적 설계에 소요되는 시간을 효율적으로 줄일 수 있다. 특히, 본 연구에 사용되는 크리깅은 비선형이 강한 문제에도 높은 정확도로 근사가 가능하고, 전산 실험에 적합한 것으로 알려져 있다.^(1,2)

2. 크리깅

크리깅은 남아프리카공화국의 채광학자인 Krige 의 경험적 연구를 Matheron 이 수학적으로 정립시킴으로써 시작되었다. 크리깅 근사 모델은 식 (1) 과 같이 전역적 근사를 담당하는 부분인 $f(\mathbf{x})$ 와 편차 $Z(\mathbf{x})$ 의 합으로 나타낸다.⁽¹⁾

$$Y(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^k \beta_i f_i(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (1)$$

식에서 $f_i(\mathbf{x})$ 는 기저 함수를, β_i 는 회귀 상수 벡터를, $Z(\mathbf{x})$ 는 기대값이 0, 분산이 σ^2 인 정규 분포를 나타내는 가우시안 과정으로 $Y(\mathbf{x})$ 의 평균에서의 불확실성을 나타낸다. 이때 $\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2$ 에서의 공분산은 식 (2)와 같이 표현된다.^(1,3)

$$\text{Cov}[Z(\mathbf{x}_1), Z(\mathbf{x}_2)] = \sigma^2 \mathbf{R}[R(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2)] \quad (2)$$

이후 크리깅 근사 모델은 상관 함수와 상관 벡터 등을 정의하고 최적 선형불편추정량과 관련된 최적화 문제와 최대우도추정(MLE)법 등을 통해 식 (3)과 같이 구해진다.⁽¹⁾

$$\begin{aligned} \hat{y}(\mathbf{x}) &= \mathbf{f}_x^T \hat{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{r}_x^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{y} - \mathbf{F} \hat{\boldsymbol{\beta}}) \\ \hat{\boldsymbol{\beta}} &= (\mathbf{F}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{F})^{-1} \mathbf{F}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{y} \end{aligned} \quad (3)$$

생성된 크리깅 모델의 정확성은 MRR(maximum relative residual), RSME(root mean square error), RRMSE(relative root mean square error)를 통해 판단한다.⁽⁴⁾

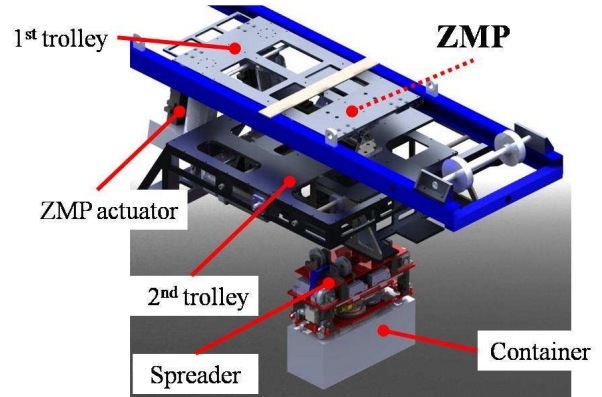


Fig. 1 Layout of the ZMC

$$\text{MRR} = \max \left(\frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right) \quad (4)$$

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (5)$$

$$\text{RRMSE} = \frac{\text{RMSE}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i} \quad (6)$$

3. 기초 모델 분석

3.1 설계 목표 및 조건

본 연구의 기본 목표는 ZMP 제어를 무리 없이 구현하면서 안전성과 신뢰성이 높은 ZMC 용 기계 요소를 설계하는 데에 있다.

이를 위해 기계적 측면에서 구조적 안전성이 확보되고, 하중 지지에서의 과도한 응력이 발생하지 않아야 한다. 피로나 마모, 수명, 제작 및 보수의 용이성, 관련 법규, 환경에 대한 고려도 필요하다. 제어 측면에서는 롤, 피치 방향의 두 회전축 사이의 거리를 줄여 제어의 용이성을 높이고, 마찰을 줄여 ZMP 제어에 사용되는 액추에이터의 부하를 줄이도록 한다. 그 외에 조인트 구동에는 별도의 액추에이터를 사용하지 않는 것을 원칙으로 한다. 기능적인 면에서 Fig. 1 과 같이 조인트 하단부에 연결되는 100tonf 가량의 인장 하중과 트롤리의 가감속, MH 선체의 선회, 바람에 의한 힘 등에 의한 전단 및 비틀림 하중 등 고중량의 하중에 대한 지지 기능과 롤, 피치 방향으로 각각 ± 5 도의 부드러운 회전을 유도하는 기능, 동작의 신뢰성과 제어의 용이함을 위해 롤, 피치 이외의 나머지 자유도를 구속하는 기능을 수행한다.

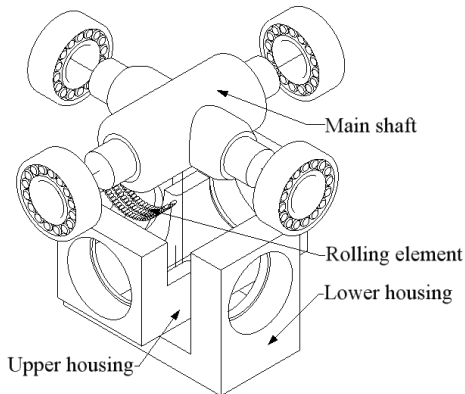


Fig. 2 Basic model

3.2 기초 모델

기초 모델은 유니버설 조인트를 기반으로 스페리컬 조인트의 구조를 융합하고 변형 가능한 재료의 구름 요소를 적용한 구조이다. Fig. 2 와 같이 유니버설 조인트의 장점인 2 축 방향의 회전만 허용한다는 점과 스페리컬 조인트의 장점인 회전축이 동일 평면에 존재하는 형상을 구현하기 위해 십자가 형태로 축을 가공한다. 회전축의 일부를 두텁게 설계함으로써 두 회전축이 교차하는 부분에서 발생할 수 있는 응력 집중을 완화하고 면접촉을 통해 하중 분산 효과를 얻는다. 이 때 발생할 수 있는 가공성, 마찰 증가 등의 문제는 변형 가능한 재료의 구름 요소를 사용함으로써 접촉면에서 자유로운 변형을 가능케 함으로써 가공성을 향상시키고, 접촉면에서 발생하는 미끄럼 마찰을 구름 마찰로 대체시킴으로써 마찰 감소를 유도한다. 유니버설 조인트의 단점으로 지적되는 전단 하중과 비틀림 하중에 대한 저항은 일차적으로는 해당 방향의 베어링을 통해, 추가적으로 축과 하우징 사이의 접촉을 통해 지지함으로써 전단 하중과 비틀림 하중에 대한 지지 면적을 넓혀 안전성을 높인다. 자유도 제한은 베어링의 배열을 통해 병진 운동과 요 방향의 운동을 제한한다.

3.3 기초 해석

기초 CAD 모델을 바탕으로 ANSYS Workbench 11.0 을 이용한 구조 해석을 수행 한다. 이를 통해 설계 중점 사항, 최적화의 목적 함수와 제한 조건, 설계 변수 등을 파악한다.

3.3.1 하중 조건

조인트에 가해질 수 있는 하중으로는 조인트 하부에 연결되는 최대 100tonf 가량의 하중에 한국

Table 1 Results of basic analysis

Total mass (kg)		1348.7
Max. Von-Mises stress (MPa)	Main shaft	356.85
	Upper housing	355.36
	Lower housing	338.02
Max. contact pressure (MPa)		276.08

선급에서 규정한 충격 하중 계수 0.6 을 추가로 적용하여 총 160tonf 의 인장 하중을 부가한다.⁽⁵⁾

전단 하중은 트롤리 이송부의 가속속도로 인한 관성과 바람의 힘에 의해 발생한다. 이송부의 가속도에 대한 하중은 트롤리의 가속도가 0.3g 인 경우 이송부의 중량 100tonf 에 대하여 x, y 방향으로 각각 30tonf 로 구해진다. 풍속에 의한 하중은 다음과 같이 구해진다.⁽⁵⁾

$$F_{wind} = \frac{1}{16} C_h C_s g v_{wind}^2 A \times 10^{-3} kN \quad (7)$$

풍속에 의한 하중은 바람을 받는 단면적에 큰 영향을 받고 조인트 주변에서는 컨테이너에서 풍속의 영향이 가장 크다. MH 에서 목표로 하는 최대 컨테이너인 40ft 컨테이너의 외곽 치수(12×2.6×2.4m)를 통해 고도 계수(C_h)와 형상 계수(C_s)를 구한다. 컨테이너의 상하역 작업 시 풍속은 최대 20m/s 이지만 극한의 환경을 고려하여 70m/s 을 적용한다. 컨테이너의 배열 상태에 따라 바람을 받는 단면적이 달라지고 컨테이너 이외의 요소에 작용하는 바람의 힘을 고려하여 1.2 의 할증 계수를 취해 최종적으로 전단 하중은 30.34tonf 와 31.68tonf 로 구해진다.

비틀림 하중은 MH 의 선회로 조인트 하부의 관성에 의해 발생하는데, 조인트 하부의 관성모멘트를 컨테이너 외곽 치수에서 구하고, 선체의 각속도를 0.005rad/s² 로 가정하였고 식 (8)로 구할 수 있다.

$$T = I\alpha = 6.3tonf \cdot m \quad (8)$$

구조 해석을 위해 총 208315 개의 절점과 104515 개의 요소를 사용하고, 베어링의 내륜과 축 사이에는 용접(bonded) 조건을, 외륜과 하우징 사이에는 무마찰(frictionless) 조건을 부여한다. 접촉 해석은 수렴성이 우수하고 계산량이 비교적 적은 벌칙 함수법을 이용하는데, 이는 식 (9)와 같이 표현되는 포텐셜 에너지를 최소화하는 문제를 풀게 된다. 식에서 U, K, F 는 각각 변위 벡터, 강성 행렬,

하중 벡터를 의미하며 α 는 벌칙 상수로 이루어진 대각 행렬을 의미한다.⁽⁶⁾

$$\Pi_P = \Pi + \pi_P = \frac{1}{2} U^T K U - U^T F + \frac{1}{2} X^T \alpha X \quad (9)$$

해석 결과의 신뢰성을 위해 Hertz 접촉 문제와 같은 예제를 통해 접촉 강성 등의 해석 조건을 적용한다. 상단 하우징의 연결면을 지지면으로 하고, 9.8m/s²의 중력가속도를 부여한다. 하중은 하단 하우징의 바닥면에 가하는데 Fig. 3의 방향에 따라 인장 하중은 -y 방향으로 160tonf, 전단 하중은 +z 방향으로 31.68tonf, +x 방향으로 30.34tonf, 비틀림 하중은 +y 방향으로 6.3tonfm가 작용한다.

조인트의 부품은 강도가 우수하고 용접이 용이한 SM490YB를 사용한다. 한국선급의 규정에 따르면 해당 구조물에 작용할 수 있는 모든 복합 하중 조건 하에서 발생하는 등가 응력이 좌굴 응력의 89%를 넘지 않도록 규정하고,⁽⁵⁾ 이에 따라 SM490YB의 경우 응력은 307MPa 이하의 범위에 존재해야 한다.

3.3.2 해석 결과

해석 결과, Table 1과 같이 초기 설계안의 모든 부품의 최대응력이 안전 기준을 초과함을 알 수 있다. 최대 응력은 베어링이 조립된 부위에서 응력 집중에 의해 발생하고 이 부분을 제외한 나머지 부분에서는 허용 하중 이하의 비교적 안전한 응력 분포를 나타내고 있다(Fig. 3~6). 이를 통해 부품에서 발생하는 응력 집중을 최소화하는 것이 중요한 설계 변수임을 알 수 있다. 벌칙 함수법을 이용한 접촉 해석 결과, 음수의 접촉 압력 값이 얻어지는데, 이는 베어링과 축 사이의 접촉 상태를 용접 조건으로 표현한 데서 기인한다. 따라서 최대 접촉 압력을 고려할 때에는 접촉 압력의 절대치를 통해 판단한다. 접촉 해석 결과는 허용치 이상의 접촉 압력이 발생하지 않음을 보여 준다.

4. 최적화

본 연구의 최적화 문제는 식 (10)과 같이 정의한다. 이는 주어진 기하학적 제한 조건 하에서 조인트에 발생하는 최대 등가 응력과 접촉 압력을 최소화하는 것이다. 식 (10)에서 x_i 는 설계 변수를 의미한다.

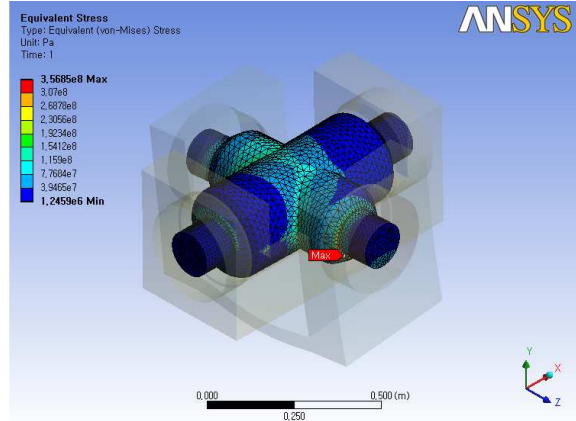


Fig. 3 Equivalent stress at the main shaft of the initial design

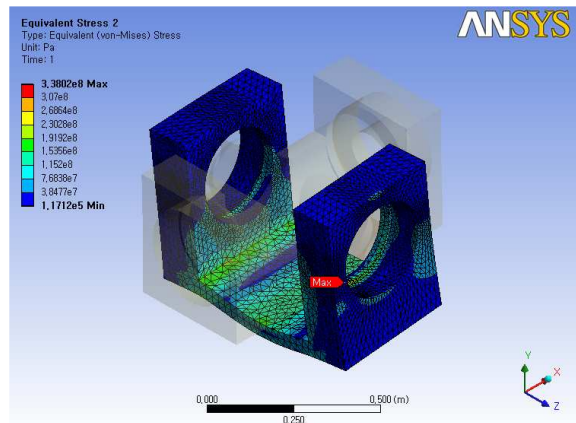


Fig. 4 Equivalent stress at the lower housing of the initial design

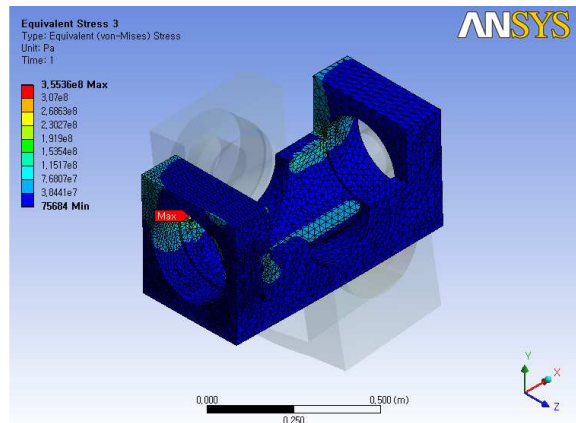


Fig. 5 Equivalent stress at the upper housing of the initial design

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } \mu \sigma_{max} + (1 - \mu) p_{max} \\ & s.t. \quad \sigma_{max} \leq \sigma_{allowed} \\ & \quad \quad p_{max} \leq p_{allowed} \\ & \quad \quad x_{lower} \leq x_i \leq x_{upper} \end{aligned} \quad (10)$$

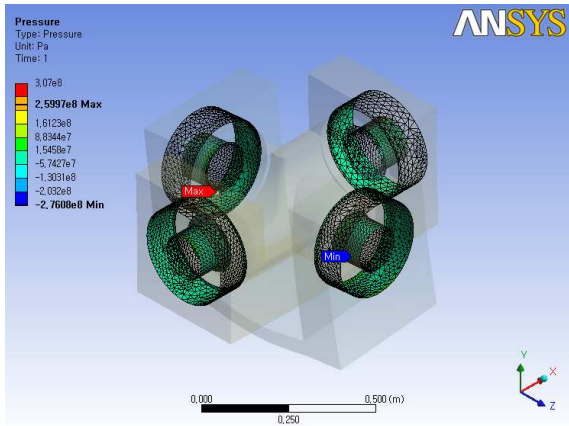


Fig. 6 Contact pressure at the joint of the initial design

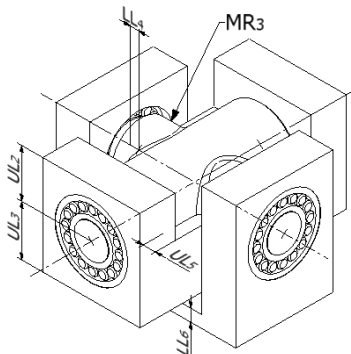


Fig. 7 Design variables of the initial design

최적화에는 ANSYS Workbench 11.0 과 Solid Works 2009 를 이용하여, 설계 변수의 선정, 실험 점 선정, 전산 해석, 메타 모델 생성, 최적화의 과정으로 진행된다.⁽⁴⁾

설계 변수는 기하학적 제한 조건과 기초 해석 결과를 바탕으로 기하학적 상관 관계, 메타 모델의 복잡성, 최적화의 효율 등을 고려하여 Fig. 7 과 같이 총 6 개를 선정한다.

크리깅은 보간 모델의 특성상 실험점의 선택에 따라 모델의 예측 성능이 민감하게 변하므로, 설계 영역에 실험점을 고르고 빈틈없이 채우는 충전 실험 계획법(space-filling design)이 적합하다.⁽⁷⁾ 본 논문에서는 이 중 실험점들로 정의되는 상관 행렬의 행렬 값을 엔트로피로 정의하고 이를 최대화하는 최대 엔트로피 실험 계획법을 사용한다.⁽⁸⁾ 이를 통해 6 개의 설계 변수에 대해 총 28 개의 실험점이 결정된다.

전산 해석은 Solid Works 와의 연동을 통해 수행되고, 최대 응력과 최대 접촉 압력을 구한다.

최적화는 Hammersley 알고리즘에 의해 생성되는 임의의 수열을 샘플링 함으로써 파레토 최적해 집단을 구하고, NSGA-II 를 사용하는 다목적

Table 2 Evaluation of metamodel

		1 st	2 nd	3 rd
σ_{max}	MRR	3.77e-14	1.96e-11	4.26e-14
	RMSE	7.12e-8	5.54e-7	7.12e-8
	RRMSE	2.62e-14	1.83e-12	2.64e-14
p_{max}	MRR	4.39e-14	5.64e-12	5.53e-14
	RMSE	4.96e-8	9.61e-8	9.28e-8
	RRMSE	4.96e-6	9.61e-6	9.28e-6

Table 3 Result of 1st optimization

DV(mm)	Range	Point 1	Point 2	Point 3
MR3(120)	90~130	109.67	92.004	90.222
UL2(200)	170~210	207.61	200.8	200.54
UL3(210)	170~220	184.38	177.78	206.34
UL5(50)	40~60	59.424	56.963	59.337
LL4(35)	30~60	34.126	35.175	30.462
LL6(50)	50~100	56.298	55.848	51.013
σ_{max} (MPa)		305.05	338.86	332.08
p_{max} (MPa)		207.51	244.96	260.83

Table 4 Result of 2nd optimization

DV(mm)	Range	Point 1	Point 2	Point 3
MR3(100)	90~110	109.65	90	97.728
UL2(204)	200~208	207.62	208	200.44
UL3(192)	177~207	184.38	194.33	201.55
UL5(58)	56~60	59	59	57.346
LL4(33)	30~36	34.147	30	35.326
LL6(54)	51~57	57	51	56.98
σ_{max} (MPa)		305.08	285.09	326.09
p_{max} (MPa)		185.23	252.08	221.83

Table 5 Result of 3rd optimization

DV(mm)	Range	Point 1	Point 2	Point 3
MR3(100)	90~110	110	109.95	109.73
UL2(204)	200~208	208	207.98	207.8
UL3(190)	184~195	192	190.42	193.92
UL5(59)	59~59	59	59	59
LL4(32.5)	30~34.5	34.5	34.482	34.393
LL6(54)	51~57	57	56.927	56.824
σ_{max} (MPa)		280.09	308.89	300.87
p_{max} (MPa)		197.96	199.12	226.86

유전자 알고리즘(MOGA)을 수행하여 비지배해를 분리, 파레토 프런트(Pareto front)를 형성한다.^(4,9) 이렇게 생성된 MOGA 의 결과는 사용자가 직접

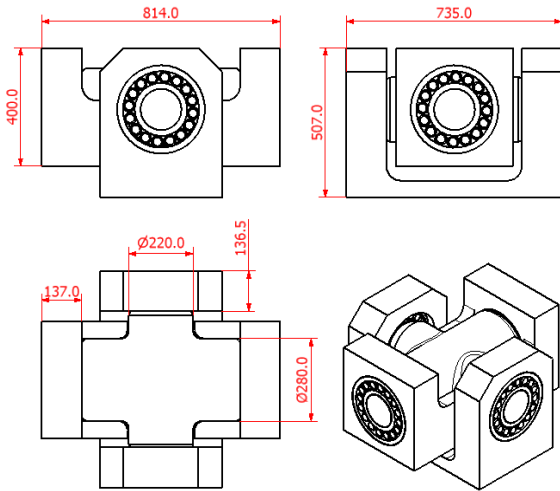


Fig. 8 Final layout of the joint

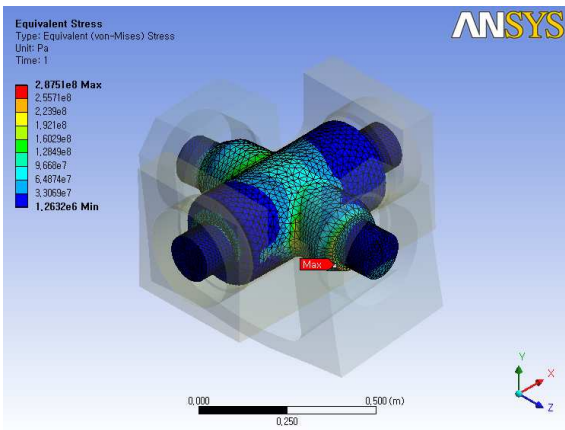


Fig. 9 Equivalent stress at main shaft of the final design

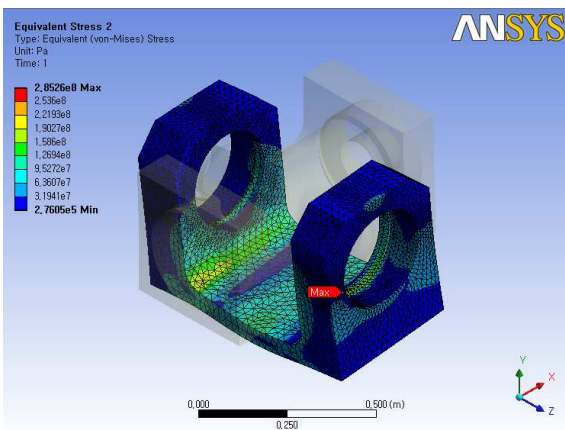


Fig. 10 Equivalent stress at lower housing of the final Design

최적해를 선택하거나 의사 결정 지원 과정 (Decision Support Process, 이하 DSP)을 통해 평가되어 목적 함수에 대한 적합성에 따라 정렬된다.⁽⁴⁾ DSP 는 여러 개의 목적 함수에 가중치와 표준 목

표 값(normalized objective)을 적용하여 하나의 목적 함수로 만든 후, 해집단에서 목적 함수에 대한 적합성과 선호도에 따라 최적화의 결과를 정렬시킨다.⁽⁴⁾ DSP 에 따른 본 논문의 최적화 식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 \text{Minimize } \Phi &= \frac{|\sigma_{min} - \sigma_i|}{\sigma_{max} - \sigma_{min}} + \frac{|p_{min} - p_i|}{p_{max} - p_{min}} \\
 \text{s.t. } \sigma_{max} &\leq \sigma_{allowed} \\
 p_{max} &\leq p_{allowed} \\
 x_{lower} &\leq x_i \leq x_{upper}
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

본 연구에서는 DSP 에 의해 선정된 첫 번째 파레토 해부터 세 번째 해를 고려하여 흥미 영역을 정한 후 설계 영역을 점차 줄여가며 최적화를 수행한다. 최적화는 부품들의 제작 가능성을 고려하여 설계 영역의 범위가 1~2mm 이내로 좁혀질 때 멈춘다. 이는 후속 최적화로 보다 향상된 최적해를 찾는다고 하더라도 가공성 등을 고려한 적용성 측면에서 추후의 최적화 과정이 무의미한 결과가 되기 때문이다. 그 결과 총 3 회에 걸친 최적화를 통해 최적해를 구할 수 있었고, 각 최적화 단계의 결과는 Table 2 부터 Table 5 까지 정리한다. 점 1, 2, 3 은 각 최적화 단계에서 생성된 파레토 프런트를 바탕으로 DSP 를 이용하여 목적 함수에 대한 적합도 순으로 정렬된 비지배해를 의미한다. 세 번째 최적화 결과, DSP 를 통해 정렬된 최적해들이 이루는 설계 영역의 범위가 1~2mm 내에 있으므로 최적화 문제의 최적해에 도달했다고 판단하고 최적화를 중단한다. 최적해는 세 번째 최적화 결과의 점 1 에서 나타난다.

5. 검증 및 구현

최적화 결과를 바탕으로 결정된 조인트의 최종 안은 Fig. 8 과 같다. 이를 바탕으로 설계 목표에 대한 구현 정도와 최적화의 효과를 평가하고자 한다.

먼저 하중 지지 능력에 대한 평가는 구조 해석을 통해 수행한다. 총 234404 개의 절점과 116322 개의 요소를 통해 최종안의 모든 부품의 최대 응력과 접촉 압력이 관련 범규에 의해 규정된 허용치인 307MPa 이내에 존재하는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 목표하였던 하중 지지 기능을 완벽히 수행함을 입증할 수 있다. 초안에서 문제시되었던 응력 집중은 여전히 존재 하지만, 최적화를

Table 6 Comparison between initial and final designs

		Initial	Final	Change
Total mass (kg)		1348.7	1256	- 92.7 kg
σ_{max} (MPa)	Main shaft	356.85	287.51	- 22.0 %
	Upper housing	355.36	277.05	- 15.6 %
	Lower housing	338.02	285.26	- 15.6 %
p_{max} (MPa)		276.08	232.08	- 15.9 %



Fig. 13 Prototype of the joint

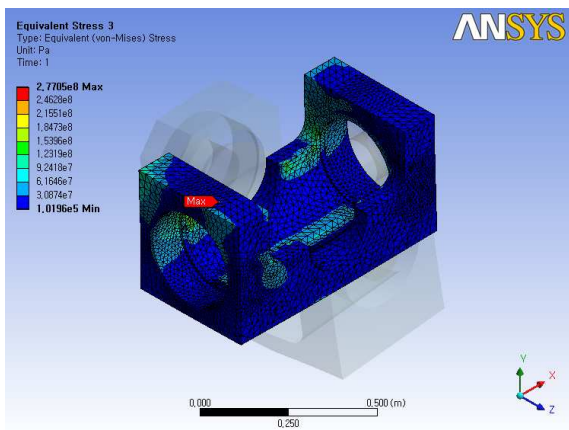


Fig. 11 Equivalent stress at upper housing of the final design

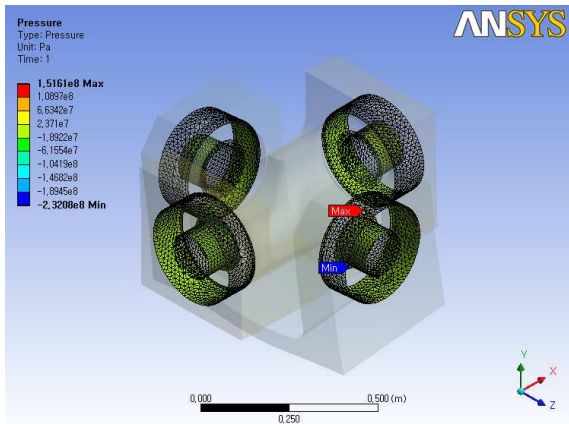


Fig. 12 Contact pressure at the joint of the final design

통해 그 크기가 많이 완화된 것을 알 수 있다 (Fig. 9-12). 최적화 전과 후의 변화는 Table 6 에 요약한다. 구름 요소에 의한 하중 분산 정도는 메인 샤프트의 변형량을 통해 추정한다. 주어진 하중 조건에서 메인 샤프트에는 약 0.15mm 의 변형량이 발생하고 구름 요소의 구름 면에서의 변형 폭인 ρ 는 최대 1.22mm 로 계산된다. 최종안의 기하학적 조건에 따라 직경 10mm, 길이 20mm 의 구름 요소를 총 150 개 사용이 가능하고, 영 계수

가 작고 극한 강도가 큰 폴리우레탄($E=30GPa$, $\nu=0.25$)을 사용할 경우 식 (12)에 의해 최대 12.9tonf 의 하중을 분산시킬 수 있고, 이때 구름 요소에 발생하는 응력의 크기는 식 (13)과 같다.⁽¹⁰⁾ 식에서 θ_2 은 영 계수와 뺀아송의 비로 결정되는 재료의 탄성을 나타내는 변수이다.

$$\rho = 1.128\sqrt[3]{\theta_2 r N} \Rightarrow N = \left(\frac{\rho}{1.128} \right)^3 \times \frac{1}{\theta_2 r}$$

$$N = 0 \sim 843.5N = \frac{Load}{n} = \frac{Load}{150} \quad (12)$$

$$\therefore Load = 0 \sim 12.9tonf$$

$$\sigma_{max} = 0.564 \sqrt{\frac{N}{\theta_2 r}} = 42.29MPa \quad (13)$$

하중 분산 이외에도 구름 요소는 메인 샤프트와 상단 하우징 사이의 미끄럼 마찰을 구름 마찰로 대체하고, 마찰을 감소시킴으로써 소요 모멘트와 동력 손실을 줄이게 된다. 베어링에 작용하는 소요 모멘트를 나타내는 식 (14)를 통해 동력 손실의 감소 정도를 나타낸다.⁽¹¹⁾

$$P_{loss} = \frac{n\pi}{30} M_{Loss} = \frac{n\pi}{30} 0.5\mu Nd \left[\frac{N \cdot mm}{s} \right] \quad (14)$$

$$\therefore \Delta P_{loss} = 0.0695 \times \frac{n\pi Nd}{60}$$

식에서 d 는 축의 직경, n 은 RPM 을 의미하고, 스틸 사이의 미끄럼 마찰 계수인 0.08 과 폴리우레탄의 구름 마찰 계수 0.0105 를 대입하면 식 (14)

의 결과를 얻는다.

2축 방향의 회전 기능과 나머지 자유도의 제한 기능은 축소 모형 제작(Fig. 13)을 통해 평가한다.

축소 모형 제작을 통해 이축 방향의 회전 기능에서 목표로 한 ± 5 도의 회전이 가능함과 회전에 큰 문제나 저항이 없음을 확인할 수 있다. 사용된 베어링과 구름 요소의 동마찰 계수는 각각 0.0028과 0.0105 이다. 자유도의 구속은 기초 설계에서의 의도한 바와 같이 베어링의 배열과 메인 샤프트, 상단 하우징 사이의 간섭을 통해 구현 가능함을 확인할 수 있다.

6. 결 론

본 논문은 ZMC 에 특화된 이축 방향의 회전이 가능한 조인트를 전통적인 설계 과정을 거쳐 설계하였다. 설계 과정에서 유니버설 조인트와 스페리컬 조인트를 혼합하고 폴리우레탄 재질의 구름 요소를 적용한 조인트를 제안하였다. 제안된 조인트는 변형 가능한 구름 요소를 사용함으로써 하중 분산 효과, 마찰 감소 효과, 가공 정밀도 감소 효과 등을 유도할 수 있었다. 조인트의 하중 조건을 반영하여 기초 CAD 모델을 작성하였고, 이를 이용하여 기본적인 구조 해석을 수행하였다. 구조 해석 결과를 바탕으로 설계 방향과 목적 함수, 설계 변수에 관한 정보를 결정하였다. 최적화하고자 하는 대상의 복잡성과 전산 해석의 비선형성, 최적화의 효율성 등을 고려하여 크리깅을 이용한 근사 최적 설계 기법을 적용, 실제 적용이 가능한 최적의 설계안을 도출하였다. 최적화를 통해 도출된 최종 설계안에 대해 구조 해석과 축소 모형 제작을 수행함으로써 본 연구에서 제시한 크리깅 근사 최적 설계 기법에 대한 안전성을 입증하였으며, 의도했던 설계 목표를 달성하였음을 확인할 수 있었다.

후 기

이 연구는 2009 년 교육과학기술부에서 한국과학기술원에 지원한 모바일하버사업단 연구비의 지원을 받아 수행된 연구입니다.

참고문헌

- (1) Ju, B. H., 2008, "Reliability Based Design Optimization Using a Kriging Metamodel and a Moment Method," Doctoral Thesis of KAIST.
- (2) Lee, T. H., Jung J. J. Hwang, I. K. and Lee C. S., 2004, "Sensitivity Approach of Sequential Sampling for Kriging Model," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 28, No. 11, pp. 1760~1767
- (3) Ka, J. D. and Kwon, J. H., 2004, "A Study on 2-D Airfoil Design Optimization by Kriging," *Trans. of the KSCFE*, Vol. 9, No. 1, pp. 34~40
- (4) <http://www.ansys.com>
- (5) KR, 2009, "Rules and Guidance for the Classification of Steel Ships"
- (6) Jang, C. S., Kim, Y. J., Kwak, D. O. and Boo, S. W., 2002, "Contact Analysis on a Horn-Holder Assembly for Wire Bonding," *Trans. Of the KSME(A)*, Vol. 26, No 10, pp. 2008~2017
- (7) Lee, T. H., Kim, S. W. and Jung J. J., 2006, "Influence of Correlation Functions on Maximum Entropy Experimental Design," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 30, No. 7, pp. 787~793
- (8) Oh, S. H., 2005, "Optimal Design of Composite Structures using Efficient Metamodels," Doctoral Thesis of KAIST
- (9) Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S. and Meyarivan, T., 2002, "A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II," *IEEE transactions on evolutionary computation*, Vol.6, No.2, pp.182-197
- (10) Kragelsky, V., 1996, "Friction, Wear, Lubrication," 1st edition, Oxford, pp. 14~16
- (11) Khonsari, M. M., 2001, "Applied Tribology," John Wiley & Sons, Inc., pp.459~463