

선박용 엔진 MR 마운트의 최적설계: 최대 댐핑력

Optimal Design of Magnetorheological Mount for Ship Engines : Maximum Damping Force

박준희* · 도쭈웬푸* · 구오흥* · 강옥현** · 최승복†
Joon Hee Park, Do Xuan Phu, Nguyen Quoc Hung,
Ok Hyun Kang and Seung-Bok Choi

Key Words : Engine(엔진), Excitation Force(기진력), Magnetorheological Fluid(MR 유체), MR Mount(MR 마운트), Mode Shape(모드 형상), Optimal Design(최적 설계)

ABSTRACT

This paper presents optimal design procedures of mount based on a magnetorheological (MR) fluid to isolate the vibration in heavy diesel engine system. At first, frequency response and force-displacement transmissibility methods are used to get required damping force that is necessary for effective vibration isolation. From this result, a new type of high damping force engine mount is proposed and the governing equation of Bingham plastic behavior of MR fluid in flow path is mathematically derived under cylindrical coordinates. Finally, parametric design optimization featuring finite element is performed using ANSYS software to get the required damping force in MR mount system which can be used to reduce engine vibration. Damping force of the MR mount is then determined as an objective function in this analysis based on ANSYS. Furthermore, Magnetic analysis is then applied in this process.

1. 서 론

선박에 설치되는 각종 구조물 중 중대형 디젤엔진 발전기세트는 작동 시 매우 큰 크기의 기진력을 발생시킨다. 이는 주변으로 상당한 진동과 소음을 유발하여 승객이 느끼는 승선감과 운송체 자체의 내구성에 큰 영향을 미치게 된다. 특히 엔진작동영역 중 공진점에서 발생하는 강제모드와 유연체모드의 진동은 그 수준이 더욱 크므로 진동을 줄이기위한 방안이 필수적이며 이를 위한 연구가 오래전부터 이루어져 왔다.

엔진의 진동을 저감시키기 위해 일반적으로 엔진 하단부에 마운트를 설치하게 된다. 이 마운트는 엔진과 운송체를 연결하는 부품으로 엔진을 지지하며

바닥으로 전달되는 진동을 절연하게 된다. 이 중 값이 싸고 제작이 비교적 용이한 고무마운트가 널리 적용되고 있다. 이는 강성과 댐핑요소가 작아 고주파수의 비공진주파수 대역에서는 우수한 진동저감 성능을 보이나 저주파수 및 공진주파수 대역에서는 그 성능이 한계를 가지고 있다. 또한 거의 일정한 재질특성으로 인해 넓은 범위에서 작동하는 엔진의 진동을 저감시키기에는 매우 제한적이다. 이를 보완하기 위해 기존의 고무요소 외에 2차적인 고무요소를 필요 시 병렬연결하는 방식이 고안되었으며 이로부터 강성을 조절할 수 있어 공진회피가 가능한 구조로 되어있다⁽¹⁾. 하지만 댐핑이 여전히 작은 이유로 강성조절 실패 시 공진에서의 진동은 불가피하게 된다. 이러한 수동형 마운트의 한계를 극복하기 위하여 MR유체와 같은 지능재료를 이용한 반능동형 마운트가 활용 가능할 것이며 이와 관련한 연구가 활발히 진행이 되고 있다^(1,2,5,7). 이는 기존의 고무 마운트에 MR유체를 주입한 형태로 내부의 유로를 통한 MR유체 유동 시 유동저항으로부터 댐핑력을 발생시키는 것이다. 이 댐핑력은 MR유체로 가

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716
* 인하대학교 기계공학과
** 현대중공업(주) 기반기술연구소 진동소음연구실

해지는 자기장의 세기에 따라 조절가능하며 저주파수 및 공진주파수 대역에서 댐핑력을 적절히 조절하여 뛰어난 진동저감 성능을 발휘한다. Hong⁽²⁾ 등은 혼합형모드(전단모드 및 유동모드의 혼용)의 MR마운트를 제작하여 빔구조물에서의 진동저감 성능을 검증하였으며, Tsouroukdissian⁽³⁾ 등은 MR유체를 이용한 소형 MR댐퍼에 대한 설계를 하였다. 또한 Spenser⁽⁴⁾ 등은 지진을 방지하기 위해 MR댐퍼를 제안하여 이론적 모델의 타당성을 입증하였으며, Do⁽⁵⁾ 등은 선박용 디젤엔진을 위한 새로운 MR마운트를 제안하여 최적화기법을 통한 설계를 하였다. 하지만 아직까지는 MR유체를 이용하여 선박용 중대형 엔진의 진동을 효과적으로 저감시키기 위한 MR마운트의 연구는 미비한 실정이며 충분한 댐핑력을 얻기위해 기존의 것과 다른 새로운 형태의 MR마운트가 필요하다.

이 연구에서는 효과적인 진동저감을 위해 먼저 필요로하는 댐핑력을 예측하는 방법을 보인다. 이 때 주파수응답을 통한 결과로부터 힘-변위 전달률을 이용해 최소한으로 요구되는 댐핑력을 구하게 된다. 이후 높은 댐핑력을 얻기 위한 새로운 형태의 MR마운트를 제안하며 MR유체의 병행거동이 이루어지는 항복영역에서의 유체역학적 수식을 도출해 낸다. 그 후 이 정보를 바탕으로 상용프로그램인 ANSYS의 parameter기법을 이용하여 요구댐핑력을 얻기 위한 최적설계가 이루어진다.

2. 요구댐핑력 예측

본 연구에서는 기존의 수동형 마운트로 지지된 엔진시스템보다 나은 진동절연성능을 얻기 위하여 MR유체를 이용한 반능동형 마운트를 설계하는 과정을 다루고자 한다. 이를 위하여 진동절연을 위해 마운트의 MR유체로부터 필요한 요구댐핑력을 구할 필요가 있다. 우선 엔진세트로부터 발생하는 기진력 정보를 분석할 필요가 있다. 이때 중대형 디젤엔진에서 수직방향(z축방향)으로 영향을 미치는 대표적인 강체모드의 기진력은 Fig.1과 같이 3가지의 힘과 모멘트가 있다. 여기서 \vec{F}_V 는 z축방향으로의 수직강체모드에서 발생하는 수직력벡터, \vec{M}_H 는 x축방향의 회전강체모드에서 발생하는 H-모멘트벡터, \vec{M}_V 는 y축방향의 회전강체모드에서 발생하는 수직모멘트벡터이다. 하나의 엔진세트는 총 n개의 마운트로 지지되어 있으며 다물체 시스템인 엔진세트의 무게중심점을 중심으로 카르테시안 좌표계를 설

정할 수 있다.

2.1 기진력 분석

엔진 작동 시 각 마운트 하나 당 발생하는 반력을 3가지 강체모드에서 구하도록 한다. 각 마운트에서의 반력벡터는 \vec{R}_a ($a=1, 2, \dots, n$)로 표현하며 세가지 강체모드에서의 반력을 계산하기 위한 평형식은 다음과 같다.

$$F_V: \left(\sum F \right)_z = \vec{F}_V + \sum_{a=1}^n \vec{R}_a \cong m\ddot{z}\hat{k} \quad (1)$$

$$M_H: \left(\sum M \right)_x = \vec{M}_H + \left(\sum_{a=1}^n \vec{r}_a \times \vec{R}_a \right)_i \cong J_x \ddot{\theta}_x \hat{i} \quad (2)$$

$$M_V: \left(\sum M \right)_y = \vec{M}_V + \left(\sum_{a=1}^n \vec{r}_a \times \vec{R}_a \right)_j \cong J_y \ddot{\theta}_y \hat{j} \quad (3)$$

여기서 m 은 엔진세트의 질량, \vec{r}_a 은 무게중심점으로부터 n번째 마운트까지의 거리벡터, J_x 와 J_y 는 각각 x축과 y축으로 회전 시 발생하는 질량관성모멘트, θ_x 과 θ_y 는 각각 x축과 y축으로의 회전각도이다. 각각의 강체모드들은 그 주파수 대역에서 마운트에 수직방향으로 힘을 미치는 요소 중 자기의 모드형상(mode shape)으로부터 가해지는 기진력 외에는 없거나 발생하더라도 무시될 정도로 작다. 따라서 Eq.(1)부터 Eq.(3)과 같이 간단한 수식으로 표현할 수 있다.

2.2 요구댐핑력

진동을 제어하는데 있어 최소한으로 필요한 댐핑력을 계산하기 위해서는 제어하고자 하는 주파수대역에서의 반력정보를 알 필요가 있다. 그 중 2.1절에

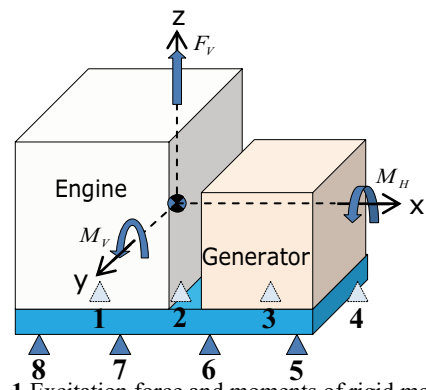


Fig. 1 Excitation force and moments of rigid mode

서 언급한 3개의 공진점에서의 진동절연을 주목표로 한다. 이때 엔진의 좌표축과 다르게 설정된 마운트에서의 좌표축 \overline{xyz} 에서 축방향으로의 변위를 $\vec{z}(t) = Z_0 \sin(\omega t + \varphi)$ 라 하고, $\left| \dot{\vec{z}} \right|_{obj}$ 의 속도를 진동절연에 있어서 제한기준속도로 두면 다음과 같이 요구댐핑력을 구하기 위한 식이 표현될 수 있다.

$$\left| \dot{\vec{z}} \right|_{obj} \geq \omega \left| \vec{R}_a(\omega) \right| G(j\omega) \quad (a=1, 2, \dots, n) \quad (4)$$

여기서 ω 는 엔진의 작동주파수, $G(j\omega)$ 는 힘-변위에 대한 주파수 응답함수이다. 2.1절에서 분석된 반력 정보들을 바탕으로 마운트가 설치될 각 지점에서의 주파수 응답함수를 완성할 수 있으며 Eq.(4)를 이용하여 제한속도 안으로 진동을 제어시키기 위해 필요한 감쇠비 값(ξ_{tot})을 얻을 수 있다. 이는 고무의 기본 감쇠비가 포함된 값이므로 순수하게 MR마운트로부터 얻어야 할 감쇠비 값(ξ_{mr})을 얻기 위해서 ξ_{tot} 에 고무 감쇠비(ξ_r)를 빼주어야 한다 ($\xi_{mr} = \xi_{tot} - \xi_r$). 이 후 이와 같은 진동절연을 위해 MR마운트로부터 최소한으로 필요한 댐핑력은 다음과 같이 표현 가능하다.

$$F_{req} = \max \left[2\xi_{mr,i} \omega_{n,i} m \left| \dot{\vec{z}} \right|_{obj} \right] \quad (i=1,2,3) \quad (5)$$

여기서 $\xi_{mr,i}$ 와 $\omega_{n,i}$ 은 세가지 강제모드 중 하나의 요구 감쇠비와 고유진동수이고, 이 중 가장 큰 값의 MR댐핑력이 요구댐핑력(F_{req})이 된다.

3. MR마운트 댐핑력

본 연구에서 엔진 진동을 저감시키기 위한 요구댐핑력은 몇가지 가정으로부터 22kN으로 결정되었다. 이는 보통 차량엔진에 쓰이는 마운트에서 발생하는 댐핑력에 비해 매우 큰 힘이며 따라서 충분한 댐핑력을 확보하기 위한 새로운 형상의 MR마운트가 요구된다. 이를 위한 MR마운트의 형상이 Fig.2에 제시되었다.

일반적으로 Rubber가 MR유체로 채워진 마운트 상부챔버에 직접 닿아 유동을 일으키는 MR마운트⁽⁷⁾는 챔버 내압이 너무 큰 경우 rubber의 압축 혹은 인장 변형만 발생하고 유동이 없는 락업(Lock-up) 현상이 발생할 가능성이 크다. 따라서 엔진작동 시 MR유체 유동의 발생을 원활히 하고 충분한 유량을

확보하기 위한 방식으로 piston을 도입하였다. 또한 22kN의 높은 댐핑력을 얻기 위해 항복영역을 기존의 annular부 외에 radial부까지 고려하였다. 이곳 두 영역에 자기회로가 흐르도록 구성하여 MR댐핑력이 발생되도록 하며 diaphragm을 통해 유동에 의한 하부챔버의 부피보상을 기대할 수 있다.

MR유체는 마운트 내부에 밀폐되어 상하방향으로 유동운동하고 상부챔버(P_1)와 하부챔버(P_2) 사이에 압력차(ΔP)를 발생시킨다. 이때 압력차는 다음과 같이 표현가능하다.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \Delta P_f + \Delta P_\eta + \Delta P_y \quad (6)$$

ΔP_f 는 유체관성에 의해 발생하는 압력강하, ΔP_η 는 유동 시 유체점성에 의해 발생하는 압력강하, ΔP_y 는 MR유체의 항복응력에 의하여 발생하는 압력강하이다. 항복영역의 간극에서는 MR유체의 양이 비교적 소량에 해당하므로 관성효과에 의존하는 압력강하인 ΔP_f 는 무시 가능하다. 따라서 상하부챔버의 압력차는 유체점성과 항복응력에 관한 압력차만 고려해도 무방하다고 가정할 수 있다. 이때 MR유체가 빙햄거동을 따른다고 가정하면 상하부챔버의 압력차는 원통좌표계에서 다음과 같이 표현 가능하다.

$$\begin{aligned} \Delta P &= R_\eta Q_i + \Delta P_y \\ &= \left\{ 2 \left[\frac{8\eta L_p}{\pi \Re_1^4} + \frac{6\eta}{\pi \Re_{gr}^3} \ln \left(\frac{R_{i,3}}{R_{i,1}} \right) \right] + \frac{8\eta L_c}{\pi \Re_2^4} \right\} Q_i \\ &\quad + 2 \left(c_a \frac{L_p}{t_{ga}} \tau_{ya} + c_r \frac{R_{i,2} - R_{i,1}}{t_{gr}} \tau_{yr} \right) \operatorname{sgn} \left(\dot{\vec{z}} \right) \quad (7) \end{aligned}$$

여기서 \Re_1 , \Re_2 는 각각 다음과 같다.

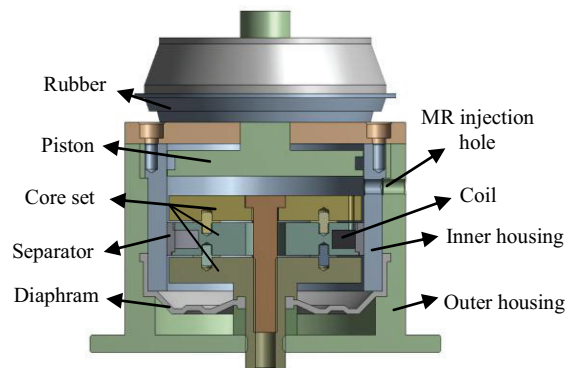


Fig. 2 Schematic configuration of MR mount

$$\mathfrak{R}_1^4 = (R_o^4 - R_{i,3}^4) - \frac{(R_o^2 - R_{i,3}^2)^2}{\ln(R_o/R_{i,3})} \quad (8)$$

$$\mathfrak{R}_2^4 = (R_{i,1}^4 - R_b^4) - \frac{(R_{i,1}^2 - R_b^2)^2}{\ln(R_{i,1}/R_b)} \quad (9)$$

R_o , $R_{i,1}$, $R_{i,2}$, $R_{i,3}$, R_b 는 각각 내부 하우징의 반경, 센터 코어의 내경, 센터 코어의 외경, 상부 코어의 외경, 중심볼트의 반경이다. 또한 t_{gr} , t_{ga} 는 각각 radial과 annular영역의 간극크기이고, L_p , L_c 는 각각 상부 코어의 두께, 센터 코어의 두께이다. 그리고 h_b , t_b , t_s , t_h 는 각각 코일이 감기는 보빈부의 높이 및 간격, separator의 두께, 내부 하우징의 두께이며, η 는 항복 이후의 MR유체의 점성계수, c_r , c_a 는 각각 radial과 annular에서 2~3사이의 값을 갖는 유체의 속도 계수, τ_{yr} , τ_{ya} 는 각각 radial과 annular영역의 유로에서 발생하는 항복응력, Q_i 는 마운트 내부에서 발생하는 유량이다 ($Q_i = A_{ef}\dot{z}$). 여기서 A_{ef} 는 piston의 단면적으로 볼 수 있다. 각각의 설계변수들은 Fig.3에서 파악할 수 있다.

위에 주어진 식들을 활용하여 MR마운트 내부에서 발생하는 댐핑력을 구하기 위해 우선 하부챔버에서의 압력을 알아야 한다. 이는 다음과 같이 표현 가능하다.

$$P_2 = \frac{V_i}{C_2} \quad (10)$$

여기서 C_2 는 하부챔버의 컴플라이언스, V_i 는 상부 챔버로부터 하부챔버로 유입되는 MR유체의 총 부피이다($V_i = A_{ef}\bar{z}$). 이와 같이 하부챔버에서의 압력

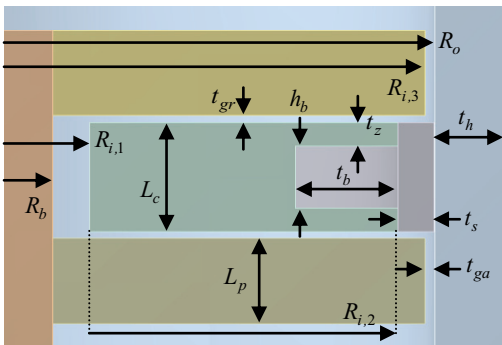


Fig. 3 Design parameters on section plane of flow path

을 알면 상부챔버에서의 압력을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_1 = R_\eta A_{ef}\dot{z} + 2 \left(c_a \frac{L_p}{t_{ga}} \tau_{ya} + c_r \frac{R_{i,2} - R_{i,1}}{t_{gr}} \tau_{yr} \right) \text{sgn}\left(\frac{\dot{z}}{C_2}\right) + \frac{V_i}{C_2} \quad (11)$$

따라서 최종적으로 MR마운트 내부에서 발생하는 댐핑력은 다음과 같은 수식으로 나타낼 수 있다.

$$F_d = P_1 A_{ef} = \left\{ 2 \left[\frac{8\eta L_p}{\pi \mathfrak{R}_1^4} + \frac{6\eta}{\pi t_{gr}^3} \ln\left(\frac{R_{i,3}}{R_{i,1}}\right) \right] + \frac{8\eta L_c}{\pi \mathfrak{R}_2^4} \right\} A_{ef}^2 \dot{z} + 2 \left(c_a \frac{L_p}{t_{ga}} \tau_{ya} + c_r \frac{R_{i,2} - R_{i,1}}{t_{gr}} \tau_{yr} \right) \text{sgn}\left(\frac{\dot{z}}{C_2}\right) A_{ef} + \frac{A_{ef}^2 \bar{z}}{C_2} \quad (12)$$

수식을 통해 알 수 있듯이 코일에 가해지는 전류 크기에 따라 댐핑력이 연속적으로 변할 수 있음을 알 수 있다.

4. MR마운트 최적설계

본 연구에서는 미국 Lord사의 MRF-132DG를 기본유체로 사용하였으며 자속밀도에 대한 항복응력의 실험적 특성은 다음과 같은 함수로 표현 가능하다.

$$\tau_y(B) = A_2 + \frac{(A_1 - A_2)}{1 + e^{(B-x_0)/dx}} \quad (13)$$

여기서 A_1 , A_2 , x_0 및 dx 는 각각 -5.09, 51.08, 0.44 및 0.19이고, B (Tesla)는 유로간극 국부적 지점에서의 자속밀도, τ_y (kPa)는 자속이 흐르며 발생하는 MR gap에서의 항복응력이다. 이는 자기장 세기가 커질수록 자속밀도가 무한정 증가하는 것이 아니라 특정 크기로 수렴하는 포화상태의 자기적인 현상을 겪기 때문에 항복응력이 한정적인 것을 볼 수 있다. 여기서 MR유체의 점도(η)는 $0.1\text{Pa} \cdot \text{s}$ 이며 사용될 코일(직경 0.75mm)의 허용 전류를 고려하여 최대인가전류를 2A로 정하였다. 또한 원하는 구역에서 자기회로가 형성될 수 있도록 코어세트, 내부 하우징은 강자성체 재질로 구성하였으며 보빈부와 내부 하우징을 구분하는 separator부분과 piston, 외부 하우징, 볼트는 비자성체 재질로 구성

하였다. 이때 자속이 원하는 방향으로 투과되어 최적의 자기회로가 형성될 수 있는 조건이 된다.

최적설계를 진행하기 위하여 ANSYS workbench의 Optimal Design Module을 사용하였으며 댐핑력에 영향을 미치는 변수들을 설계 파라미터로 설정하였다. 또한 설계에 있어서 인가속도는 10mm/s로 결정하였으며 제한된 형상 규격 내에서 전류를 2A 인가 시 22kN(요구댐핑력) 이상의 최대 댐핑력이 발생하고 zero-field 상태일 때 뉴토니안 거동으로 표현되는 점성 댐핑이 최소가 되는 것을 objective function으로 설정하였다. 이는 다음과 같은 식으로 표현 가능하다.

$$OBJ = \alpha_y F_{d,y} + \alpha_n \frac{1}{F_{d,n}} \quad (14)$$

여기서 α_y , α_n 는 각각 항복댐핑력과 점성댐핑력의 weighting factor, $F_{d,y}$, $F_{d,n}$ 는 각각 항복댐핑력과 점성댐핑력이다. 이때 기본적으로 요구댐핑력을 달성할 수 있는 MR마운트의 초기값들을 대략적으로 결정하였고 이를 토대로 실험계획법(DOE)의 최적설계를 진행하였다. 여기서 외부 하우징의 외경이 60mm, 내부 하우징의 내경이 40mm, 센터 코어의 두께가 23.6mm가 되도록 제한하였고, 보빈부에는 상용구리코일이 300번 감기도록 결정하였다 ($h_b = 17.6\text{mm}$, $t_b = 9.6\text{mm}$). 또한 weighting factor는 ANSYS상에서 항복댐핑력의 importance를 더 높게 설정하였다.

위와 같은 조건들을 바탕으로 댐핑력과 설계변수간의 상관관계를 조사하여 영향력있는 변수들에 대해 Fig.4와 같이 반응표면을 보일 수 있다. 이때 설정된 최적설계변수들과 반응표면에서 스크리닝 한 결과 중 objective function을 만족하는 최적화 된 값들을 Table 1에 나열하였다. 이 최적화 시뮬레이션 결과는 특정 샘플변수들을 토대로 만들어진 데이터를 보간하여 만든 반응표면을 이용하여 구해지게 된다. 따라서 보간으로 인한 오차를 줄이기 위하여 총 10번의 iteration동안 오차가 큰 구역들에 대해 refinement를 하여 해당 문제를 최소화 하였다. 이때 오차율이 3%내로 들어오도록 하였으며 최대 댐핑력이 26.81kN으로 구해졌다.

5. 설계검증

언어진 최적설계변수들로부터 Eq.(12)를 통해 댐

핑력을 수식적으로 재검토한 결과 26.958kN으로 구해졌으며 보간으로 인한 오차가 거의 없이 일치함을 볼 수 있다. 또한 댐핑력이 초기 설정보다 22.54% 만큼 증가하였음을 알 수 있다. 그리고 점성에 의한 댐핑력이 67.94N으로 비교적 작은 크기의 값이 얻어졌음을 알 수 있다. 이에 대한 초기 설정 시와 최적화 후의 자속밀도분포를 Fig.5에 나타내었다. 이때 초기설정 때와 최적화 하였을 때

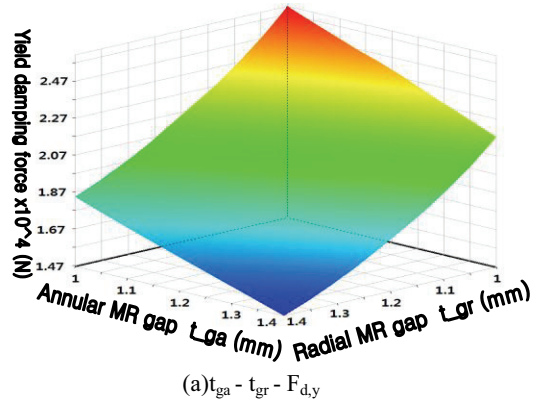
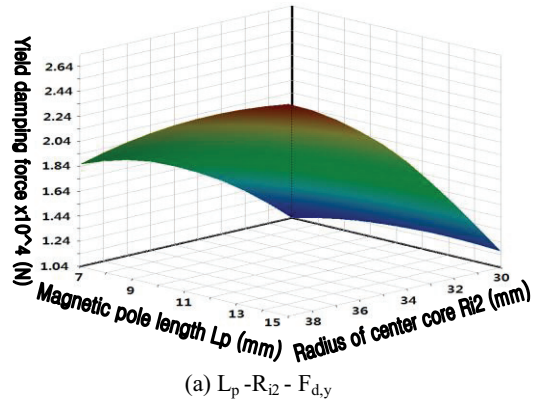


Fig. 4 3D response surface

Table 1 Optimal parameter values

Parameters	Lower bound(mm)	Initial value(mm)	Upper bound(mm)	Optimized value(mm)
L_p	7	8	15	12.796
t_{ga}	1	1.2	1.4	1.068
t_{gr}	1	1.2	1.4	1.222
t_h	9	10	11	10.810
$R_{i,1}$	9	10.8	13	11.128
$R_{i,2}$	30	35.15	39	38.863

annular와 radial영역에서의 평균자속밀도를 각각 Table 2에 나타내었다. 이로부터 최적설계 후 마운트 성능이 전반적으로 향상되었음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 선박엔진으로부터 마운트로 가해지는 기진력을 분석하고 이로부터 얻은 요구댐핑력을 낼 수 있는 MR마운트를 최적설계하는 과정을 다루었다. 먼저 큰 댐핑력을 낼 수 있도록 자극부를 annular부 뿐만 아니라 radial부까지 고려하였다. 이러한 형상을 바탕으로 제한된 조건들 안에서 2A의 전류 인가시 최대의 댐핑력 및 최소의 점성댐핑

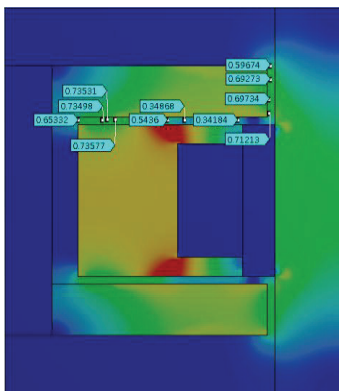
력이 발생되도록 최적설계를 하였다. 이때 최적설계 변수값들이 도출 되었으며 댐핑력이 초기설정에 비해 22.54% 향상되었음을 알 수 있다. 따라서 이와 같은 MR마운트를 활용하면 상당한 진동저감효과를 가져올 수 있음을 예측할 수 있다.

후 기

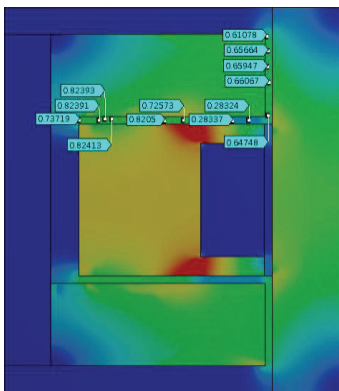
본 연구는 2012년도 (주)현대중공업의 지원을 받아 수행된 연구이며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, W. H., Joo, W. H. and Kim, D. H., 2012, "Development of stiffness adjustable mount for vibration control of marine diesel generator set", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 89~92.
- (2) Hong, S. R. and Choi, S. B., 2005, "Vibration Control of a Structural System Using MR Fluid Mount", Journal of Intelligent Material System and Structures, Vol. 16, No. 11-12, pp. 931~936.
- (3) Tsouroukdissian, A. R., Ikhowane, F., Rodellar, J. and Luo, N., 2009, "Modeling and Identification of a Small-scale Magnetorheological Damper", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 20, No. 7, pp. 825~835.
- (4) Spencer Jr., B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. and Carlson, J. D., 1997, Phenomenological Model for a Magnetorheological Damper, Journal of Engineering Mechanics, ASCE. Vol. 123, No. 3, pp. 230~238.
- (5) Do, X. P., Park, J. H., Woo, J. K. and Choi, S. B., 2012, "Optimal Design of New MR Mount for Diesel Engine of Ship", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 93~99.
- (6) Jolly, M R, Bender, J. W. and Carlson, J. D., 1998, "Properties and Applications of Commercial Magneto Rheological Fluids," Proceedings of the SPIE's 5th Annual Symposium on Smart Structures and Materials, Vol. 3327, pp.262~275.
- (7) Lee, D. Y. and Choi, S. B., 2010, "Control of Active Engine Mount System Featuring MR Fluid and Piezostack via HILS", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 2, pp. 122~128.



(a) initial



(b) optimized

Fig. 5 Magnetic flux density distribution

Table 2 Optimal results

Magnetic pole region	Initial	Optimized
annular	0.686T	0.657T
radial	0.555T	0.612T