

## 구조물 진동제어용 밸브 모드형 자기유변댐퍼의 최적설계 방법

### An Optimal Design of Valve-Mode Magnetorheological fluid dampers for Structural Control

문 석 준<sup>1)</sup>                      허 영 철<sup>2)</sup>                      정 형 조<sup>3)</sup>  
Moon, Seok Jun              Huh, Young Chul              Jung, Hyung Jo

---

#### Abstract

One of the most promising semi-active devices proposed for structural control is magnetorheological fluid (MR) dampers. While many researches are making too much of application to structural control, few of papers are considering how to design the MR dampers having good performance. In this paper, the sub-optimal design procedure for MR dampers is presented. This paper shows that an MR damper having the capacity of about 5,000 N is designed according to proposed procedure, as an exmple.

---

#### 1. 서 론

최근 20여년 동안 수동형 및 능동형 진동제어장치의 장점을 결합한 반능동형 제진장치에 대한 관심과 연구가 증가하고 있다. 반능동형 제진장치는 신뢰성이 우수한 수동형과 적응성이 우수한 능동형의 장점 결합을 목적으로 연구되고 있다. 즉 반능동형 제진장치는 장치의 특성(제어력 크기, 동조 주파수 등)을 실시간적으로 변경 가능한 반면, 구동을 위해 소규모 에너지만을 요구하므로, 지진 등 외부 하중에 의해 외부 전원이 차단될 경우에도 축진지 등을 이용하여 장치가 원하는 기능을 유지할 수 있다. 이러한 구조물 진동제어용 반능동형 장치로서는 가변 오리피스 댐퍼(variable orifice damper)<sup>1)</sup>, 가변 마찰댐퍼(variable friction damper), 조절형 동조 유체댐퍼(adjustable tuned liquid damper) 및 특수한 유체를 이용한 전기/전기유변 댐퍼(electrorheological/magnetorheological fluid damper) 등이 알려져 있다. 특히 자기유변 댐퍼는 자기유변 유체가 큰 항복 강도(yield strength)를 가지고 있으며, 비교적 낮은 전압에서도 작동이 가능한 장점을 가지고 있어 많은 분야에서 활발하게 연구가 진행되고 있다. 또한 넓은 운용 온도범위를 가지고 있어 적용범위가 확대되고 있다. 국내에서도 활발한 연구가 진행되고 있으며, 한국기계연구

---

1) 정회원 · 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터 선임연구원(대표저자: sjmoon@kimm.re.kr)

2) 정회원 · 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터 선임연구원

3) 정회원 · 세종대학교 토목환경공학과 교수

원의 문석준 등이 약 1톤급 자기유변 댐퍼를 설계·제작하여 소형 구조물 모델에 적용하여 을 검증한 바 있다.<sup>(2)</sup>

자기유변 댐퍼의 연구는 주로 적용측면에 집중되어 있으며, 설계 방법에 대한 연구는 많지 않 편이다. 따라서 본 논문에서는 자기유변 댐퍼의 설계 방법에 대한 연구결과를 수록하고 있다. 어력이 약 5,000 N을 갖는 자기유변 댐퍼를 대상으로 설계흐름을 정리하고자 하였다.

## 2. 자기유변 댐퍼의 제어력

구조물 진동제어용 자기유변 댐퍼가 구조물에 작용할 수 있는 힘은 크게 제어할 수 없는 힘(이하 제어력,  $F_c$ )과 제어할 수 있는 힘으로 나눌 수 있다(Fig. 1 참조). 제어할 수 없는 힘은 다시 소 성의 점성에 의한 힘(plastic viscous force,  $F_\eta$ )과 마찰에 의한 힘(friction force,  $F_f$ )으로 나눌 수 있다. 일반적으로 마찰에 의한 힘은 댐퍼의 속도와 무관하게 일정한 반면 소성의 점성에 의한 힘 은 속도와 밀접한 관계를 가지고 있다. 제어력은 제어입력 전압(또는 전류)의 크기 등으로 조절할 수 있고, 이 제어할 수 없는 힘은 제어입력 전압(또는 전류)의 양으로 조절할 수 없으며, 댐퍼의 기하학적 형상 및 사용하는 자기유변 유체의 특성 등에 의해 결정된다. 따라서 성능이 우수한 자 기유변 댐퍼를 설계하기 위해서는 제어할 수 없는 힘에 대한 제어력의 비인 동적범위(dynamic range,  $D$ )를 가능한 크게 설정해야 한다. 동적범위는 여러 가지 형태로 정의될 수 있는데, 본 논 문에서는 아래와 같이 정의하였다. 본 연구에서는 밸브 모드형 자기유변 댐퍼가 일반적으로 Fig. 2와 같이 기하학적으로 개념설계할 수 있다고 가정하였다. 이런 경우 제어력 및 소성의 점성에 의 한 힘은 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$D = \frac{F_c}{F_{uc}} = \frac{F_c}{F_\eta + F_f} \quad (1)$$

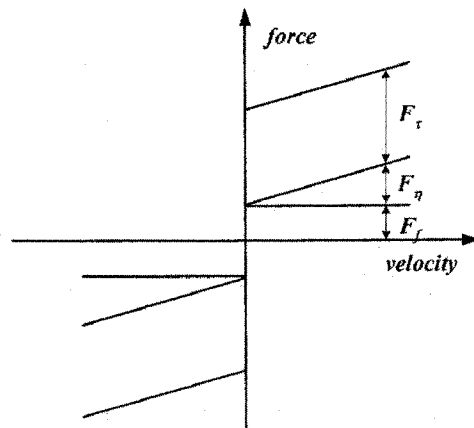


Fig. 1 Illustration of force decomposition of MR dampers<sup>(3)</sup>

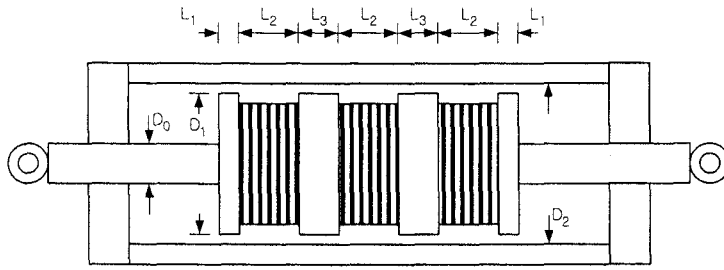


Fig. 2 Conceptual design for MR dampers

$$F_r = c \frac{\tau_0 L A_p}{h} = \left( 2.07 + \frac{12 Q \eta}{12 Q \eta + 0.4 w h^2 \tau_0} \right) \frac{\tau_0 L A_p}{h} \quad (2)$$

$$F_n = \left( 1 + \frac{w h v_0}{2 Q} \right) \frac{12 \eta Q L A_p}{w h^3} \quad (3)$$

여기서, 사용된 각 변수는 아래와 같다.

- $h$  : gap size (=  $(D_2 - D_1)/2$ )
- $w$  : mean circumference of the damper's annular flow path
- $\tau_0$  : fluid yield stress
- $\eta$  : plastic viscosity
- $A_p$  : cross section area of the piston head
- $v_0$  : piston head velocity
- $Q$  : volume flow rate (=  $A_p \times v_0$ )
- $L$  : effective axial pole length (=  $\sum L_i, i=1,3$ )

식 (2)와 식 (3)으로부터 기하학적 제한조건을 식 (4)와 같이 유도할 수 있다.

$$w h^2 = \frac{12k}{c} \left( \frac{\eta}{\tau_0} \right) \left( \frac{F_r}{F_n} \right) Q \quad (4)$$

여기서,  $k = 1 + (w h v_0)/(2Q)$ .

### 3. 1단계 최적 설계

2장에서 기술한 바와 같이 성능이 우수한 자기유변 댐퍼를 설계하기 위해서는 식 (1)의 동적 범위가 크면서, 식 (2)의 기하학적 제한조건을 만족하는 설계변수들을 찾아야 한다. 본 논문에서는 약 5,000 N의 제어력을 갖는 자기유변 댐퍼를 예제로 하여 설계 방법을 정립하고자 한다. 따라서 최적설계 식은 아래와 같이 정의할 수 있다.

Object function: Max.  $D$  ( $> 10$ ) (5)

Constraint condition

- Controllable force  $F_r \approx 5,000 \text{ N} @ 60 \text{ mm/s}$
- Geometric constraint Eq. (4)  $wh^2 = \frac{12k}{c} \left( \frac{\eta}{\tau_0} \right) \left( \frac{F_r}{F_\eta} \right) Q$

Design variables

- $D_1$  : Diameter of the piston head
- $D_0$  : Diameter of the piston rod
- $L$  : effective axial pole length ( $= \sum L_i, i=1,3$ )
- $h$  : gap size ( $= (D_2 - D_1)/2$ )

위 식중에서 설계속도( $v_0$ ), 자기유변 유체의 항복응력( $\tau_0$ ) 및 소성 점성도( $\eta_s$ )는 다음과 같이 가정하여 사용하였다. 항복응력은 자기유변 유체에 작용하는 자기장의 세기에 따라 결정되는 유체고유의 특성이며, 소성 점성도와 함께 유체의 제조자가 제공하고 있다. 본 연구에선 Lord 사의 MRF-336으로 가정하였다.

- $v_0 = 60 \text{ mm/s}$
- $\tau_0 = 40 \text{ kPa} @ 150 \text{ kA/m}$  (Fig. 3 참조),      -  $\eta_s = 1.5 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

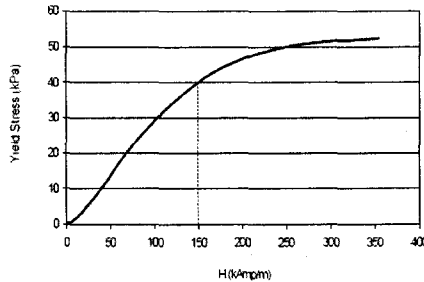


Fig. 3 Shear Stress vs. Magnetic Induction for MRF-336

식 (5)의 최적설계 식을 풀기 위해 MATLAB® Optimization Toolbox에서 제공하고 있는 'fmincon' 함수를 사용하였으며, 이때 사용된 설계변수의 초기조건은 다음과 같다.

- $10 \text{ mm} < D_1 < 50 \text{ mm}$       -  $10 \text{ mm} < D_0 < 30 \text{ mm}$
- $3 \text{ mm} < L < 100 \text{ mm}$       -  $0.5 \text{ mm} < h < 2 \text{ mm}$

해석결과를 통해 얻어진 설계변수 최적값을 통해  $[D_1 \ D_0 \ L \ h] \approx [46 \ 22 \ 86 \ 2] \text{ mm}$ 로 결정하였으며, 이때 동적 범위 및 제어력은 각각 약 17 및 4,800 N이다.

#### 4. 2단계 최적 설계

1단계 최적설계에서는 댐퍼의 실린더 및 피스톤의 크기, 자기장이 형성되는 pole 및 gap의 크기를 결정하였다. 2단계는 1단계에서 결정된 최적값을 이용하여 세부적인 피스톤 헤드의 형상을 결정하는 단계로서, 자기 회로의 설계 및 해석을 통해 피스톤 헤드의 주요 설계변수를 결정한다. 단, 이때 주의할 점은 1단계에서 가정한 유체의 항복응력이 발생할 수 있는 자기유도가 형성되어야만 1단계 결과가 유효할 수 있다. 즉  $\tau_0 = 40 \text{ kPa} @ 150 \text{ kA/m}$ 를 만족하는 자기회로를 구성해야 한다. 또한 자기포화를 고려하기 위해 자기밀도는 1.5 T이하로 설계되어야 한다. Fig. 4에 보는 바와 같이 피스톤 헤드의 stage가 3개인 경우, 2단계에서 정의된 설계변수는 다음과 같다.

- $t_r$  : thickness of outer ring
- $t_p$  : thickness of the frictional material (plastic)
- $t_c$  : thickness of the piston core
- $L_{1,3}$  : effective axial pole length
- $L_2$  : length
- $N$  : coil turns

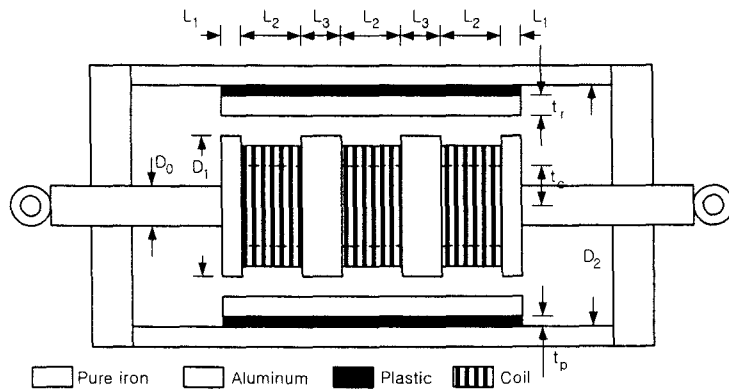


Fig. 4 Conceptual design for 5,000 N MR dampers

Fig. 2와 Fig. 4를 비교해 보면 실린더 내부에 링이 하나 추가로 삽입된 것을 알 수 있다. 이는 자기회로에 의해 형성된 자기가 다른 곳으로 누출되는 것을 방지하고 외부 실린더의 두께를 줄이는 역할을 하고 있다. 자기 회로가 구성되는 부분은 순철의 사용을 가정하였으며, 구성되지 않는 부분은 반자성체인 알루미늄을 사용하여 누자를 방지하였다. 또한 내부 링과 실린더 사이에는 플라스틱을 삽입하여 누자를 최소화하고자 하였다. Stage가 1개인 경우와 2개인 경우, 자기장 해석을 통해 제한조건을 만족할 수 없음을 확인하였으므로 stage가 3개인 경우의 결과를 보이하고자 한다. 자기해석을 위해 전자기력 해석 프로그램인 Finite Element Method Magnetics (version 3.4)<sup>(4)</sup>를 사용하였다. 댐퍼가 상하 대칭이므로 상부 반 부분만 모델링하여 해석하였으며, 그 결과는 Fig. 5와 같다. 이때 사용된 코일의 턴수 및 전류는 각각 200 turns 및 3 A이다.

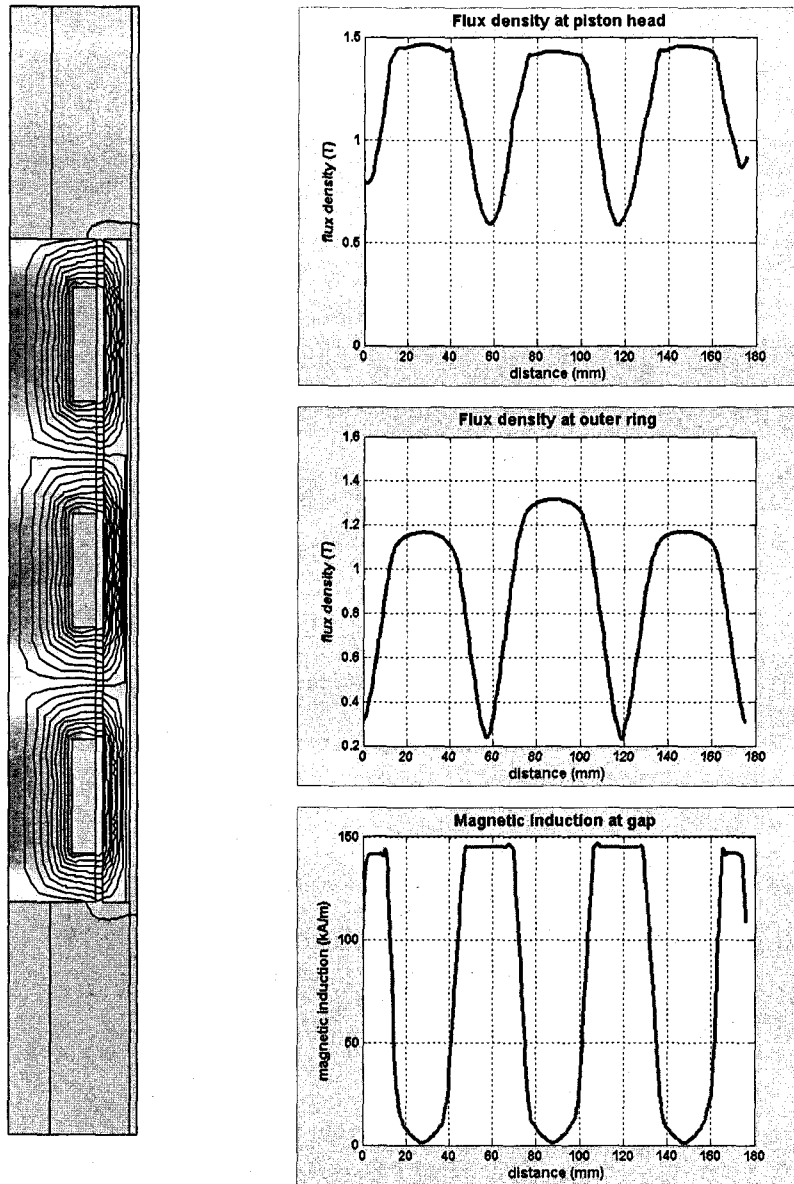


Fig. 5 First simulation results in the 2nd design stage

Fig. 5에서 보는 바와 같이 자기밀도는 1.5 T이하이므로 제한조건을 만족하는 반면, 자기유변 유체가 작용하는 자기유도 세기는 150 kA/m를 만족하지 못하는 것을 알 수 있다. 다음은 사용된 코일의 양이 실제 감길 수 있는 공간을 확인해야 하며, 확인결과 20 AWG 코일이 230 turns 감길 수 있음을 확인하였다. 따라서 코일이 230 turns 사용할 경우, 해석을 통해 가능성을 확인해 보았다(Fig. 6 참조). Fig. 6를 살펴보면, 자기유변 유체가 작용하는 자기유도 세기 제한조건 150 kA/m는 만족하는 반면, 자기밀도는 1.5 T이하 조건은 만족하지 못하는 것을 알 수 있다.

위에서 만족하지 못하고 있는 제한 조건을 만족하는 댐퍼를 설계하기 위해 stage가 4개인 경우에 대해 해석을 수행하였다. 해석한 결과는 Fig. 7과 같다. 이 경우 위에서와 똑같은 순서가 적용

되었으며, 코일의 점유공간을 고려하여 21 AWG 코일이 230 turns 감기는 것으로 결정하였다. Fig. 7에서 확인되는 바와 같이 stage가 4개인 경우 두 가지 제한 조건을 모두 만족하고 있음을 알 수 있으며, 그 결과 최종적으로 설계된 자기유변 댐퍼의 각 설계변수의 치수는 Fig. 8과 같이 결정될 수 있다.

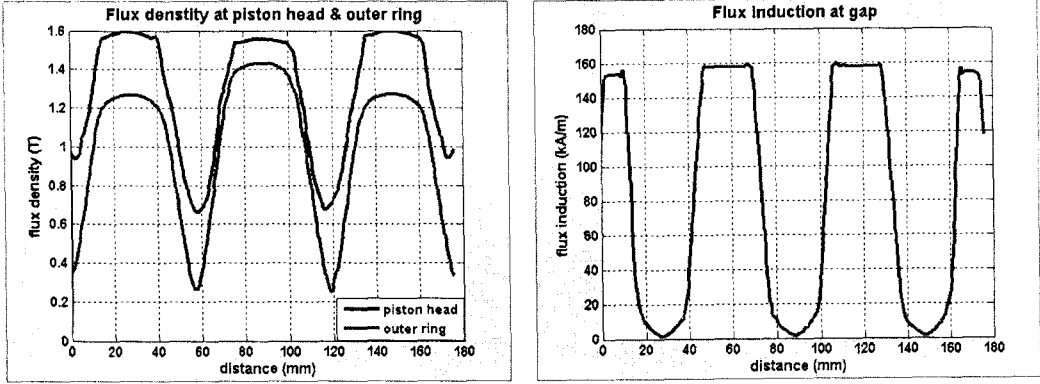


Fig. 6 Second simulation results in the 2nd design stage

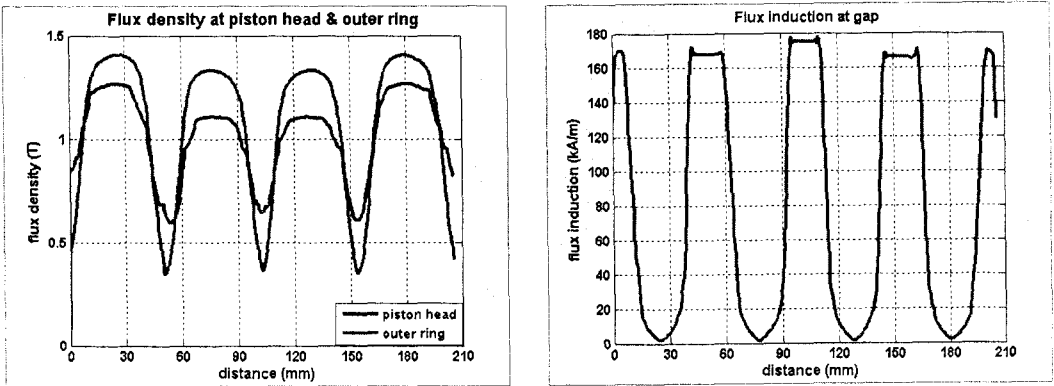


Fig. 7 Third simulation results in the 2nd design stage

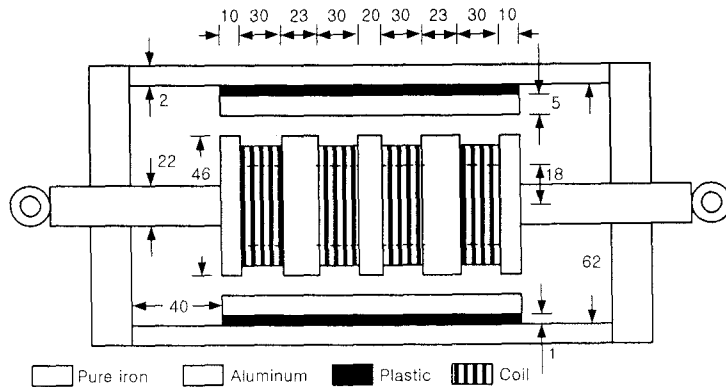


Fig. 8 Final conceptual design for 5,000 N MR dampers

## 5. 고찰 및 맺음말

본 논문에서는 제어력이 약 5,000 N을 갖는 자기유변 댐퍼를 대상으로 일련의 설계 흐름을 소개함으로써 설계흐름을 정리하고자 하였다. 이를 flowchart 형식으로 정리하면 Fig. 9와 같을 수 있다. 지면 관계상 각 설계변수에 따른 민감도 정도는 수록하지 않았음을 밝혀둔다. 또한 제안된 설계 흐름에 따라 자기유변 댐퍼가 제작되고 있으며, 제작되는 댐퍼의 동특성 시험 등을 설계 흐름을 검증할 예정이며, 필요시 부분적으로 설계흐름의 수정 및 보완이 있을 수 있다.

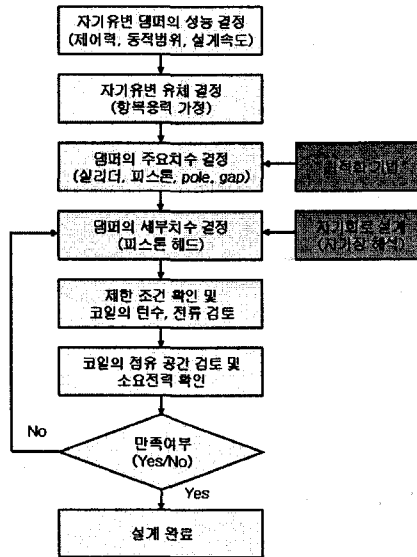


Fig. 9 Design flow chart for MR dampers

## 감사의 글

본 연구는 건설교통부 건설핵심기술연구개발사업 중 “내진 및 내풍 대책으로 적합한 신개념 스마트 제진장치의 실용화” 과제의 일환으로 수행되었습니다. 연구비 지원에 심심한 감사드립니다.

## 참고문헌

1. 문석준, 김병현, 정종안, “반능동형 오리피스 유체댐퍼를 이용한 구조물 진동제어에 관한 실험적 연구”, 한국지진공학회 논문집, 제8권, 제2호, 2004
2. 문석준, 김병현, 정종안, “지반기진력을 받는 구조물의 진동제어를 위한 자기유변 감쇠기의 실험적 연구”, 한국소음진동공학회 논문집, 제14권, 제8호, 2004
3. G. Yang, Large-Scale Magnetorheological Fluid Damper for Vibration Mitigation: Modeling, Testing and Control, Ph.D Dissertation, Univ. of Notre Dame, IN, USA, 2001
4. D. Meeker, User's Manual for Finite Element Method Magnetics Version 3.4, <http://femm.berlios.de>, 2004