

〈 기술논문 〉

전자레인지 도어 프레임의 동적 비틀림 변형 최소화를 위한 형상 최적설계

이부윤* · 구진영* · 김원진**

(2006년 6월 5일 접수, 2006년 8월 17일 심사완료)

Shape Optimal Design to Minimize Dynamic Twisting Deformation of the Door Frame of a Microwave Oven

Boo Youn Lee, Jin Young Koo and Won Jin Kim

Key Words: Microwave Oven(전자레인지), Door Frame(도어 프레임), Twisting Deformation(비틀림 변형), Shape Optimal Design(형상 최적설계), Dynamic Analysis(동해석)

Abstract

To minimize the leakage of microwave which can occur when one pulls the door of a microwave oven during its operation, shape optimization of the door frame is presented. A numerical optimization is implemented to minimize the dynamic twisting deformation of the door frame. Shape design variables are defined, which represent the dimension of the bead in the flange. Two optimal design problems are established to minimize the maximum twisting deformation from harmonic response analysis. The problems are solved, their results being compared and evaluated.

1. 서 론

마이크로파를 이용하여 식품을 가열하는 조리 기기인 전자레인지(microwave oven)는 가동 중에 도어(door)를 열면 도어와 본체의 간극을 통하여 전자파가 누설될 수 있다. UL 923-34⁽¹⁾와 EN 60335-2-25⁽²⁾에서는 손잡이를 당겨서 문을 여는 형식의 전자레인지에 대하여, 가동 중에 손잡이를 도어의 수직 방향으로 당기면서 측정된 누설 전자파의 세기(intensity)를 일정량 이하로 규제하고 있다. 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 도어 구조를 갖는 OTR(over the range) 모델⁽³⁾ 전자레인지를

대상으로 하여 전자파 누설량을 최소화하기 위한 도어 프레임(door frame)의 형상 최적설계 방법을 제시하고자 한다. 이 도어 프레임은 재질이 SCP강이고 외곽 치수는 가로, 세로가 546, 295 mm이며, 폭이 21 mm이다. Fig. 2⁽⁴⁾에서 볼 수 있듯이 도어가 닫혀있을 때는 래치(latch)의 후크가 래치 보드(latch board)에 설치된 안전 스위치(micro switch)의 접점을 누르며, 전자레인지 가동 중에 도어를 열면 후크가 들어 올리지면서 안전 스위치가 작동하여 전원이 차단된다. 도어 손잡이를 잡고 당길 때 도어 프레임의 우측 테두리(flange) 상하부의 변위차로 인해 비틀림 변형이 발생하므로 안전 스위치가 작동하여 전원을 차단하기 전에 조리실과 도어 사이에 간극이 생기게 되고, 이 간극을 통하여 전자파가 누설될 수 있다. 이러한 관점에서 도어 프레임의 비틀림 강성이 가능한 한 높도록 설계하는 것이 요구된다. 한편, 세로 방향으로 부착된 도어 손잡이를 잡는 위치

† 책임저자, 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail : bylee@kmu.ac.kr

TEL : (053)580-5922 FAX : (053)580-5165

* 한국엠에스씨소프트웨어(주)

** 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

는 사용자에 따라 특정 위치에 국한되지 않는데, Lee와 Koo⁽⁴⁾는 이 OTR 모델 전자레인지에서 도어 손잡이의 상부를 잡고 당길 때가 도어의 비틀림 변형이 가장 크게 발생하는 것을 보인 바 있다.

그간 전자레인지의 해석과 구조 설계를 주제로 다룬 연구는 그다지 많지 않다. Cho 등⁽⁵⁾은 전자레인지의 충격해석을 통하여 내충격 설계와 포장 설계 결과를 제시하였다. Son⁽⁶⁾은 전자레인지 포장품의 낙하충격 및 클램핑(clamping) 하중에 관한 해석을 통하여 포장재와 비드(bead) 설계안을 제시하였다. 근래에 Lee와 Koo⁽⁴⁾는 과도응답 해석을 수행하여 도어를 당길 때 래치의 동적 거동, 도어 프레임의 비틀림 변형, 안전 스위치 작동 시간 등을 평가하였다. Lee와 Koo⁽⁷⁾와 Lee⁽⁸⁾ 등은 각각 정적 해석과 동특성 해석을 통하여 도어부의 비틀림 변형을 저감시키기 위한 설계 개선 방안으로서, 기존 설계안의 도어 프레임의 형상을 그대로 사용하면서 보강 브래킷(reinforcing bracket)을 덧붙이는 방법을 도출하고 보강 브래킷의 단면 형상, 부착 길이, 두께에 따른 변형 저감 효과를 평가하였다.

최근에 Lee와 Koo⁽⁹⁾는 정적 하중 하에서 도어 프레임의 비틀림 변형을 저감시키기 위한 형상 최적설계 방법을 제시하였는데, 보강 브래킷을 덧붙이지 않고 비틀림 변형을 최소화하기 위한 도어 프레임 테두리 비드의 최적 형상을 도출하였다. 이는 도어 프레임 우측 테두리 상부 위치에서 발생하는 최대 변위를 최소화한 것으로 정적 하중에 대해서는 유효성을 보장한다. 그러나 도어를 여는 동작에서는 도어부가 움직이는 상태에서 하중이 가해지고 도어 프레임의 몇 가지 진동모드가 동시에 가진되므로 정적 변형을 최소화시키는 것은 실제 상황과 다소 차이가 있는 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서는 도어 프레임 테두리 비드의 최적 형상을 결정하기 위하여 질량의 관성 효과가 고려된 동특성을 고려하고자 한다. 도어 프레임을 대상으로 하여 모드해석과 조화응답 해석(harmonic response analysis)을 수행하여 기존 설계안의 동특성을 평가하고, 동적 응답의 비틀림 변형을 최소화하는 테두리 비드의 최적 형상을 도출하고 한다. 동특성 해석과 형상 최적화 문제의 해석을 위하여 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS⁽¹⁰⁾를 사용하였다.

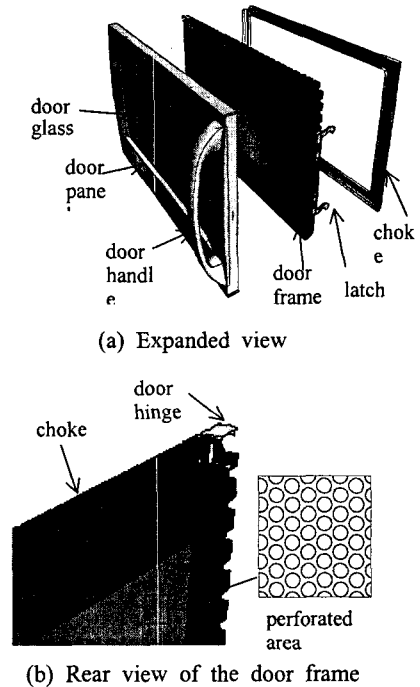


Fig. 1 Structure of the door

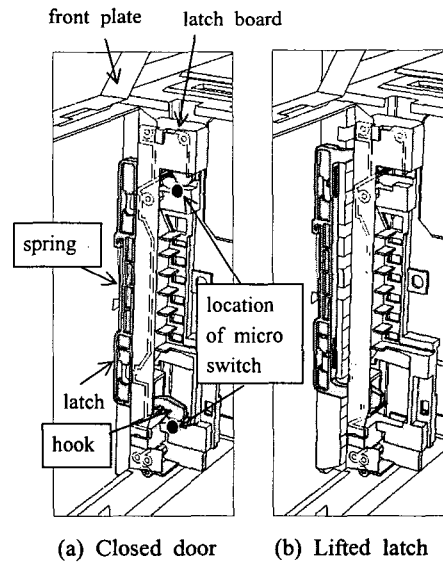


Fig. 2 Latch and latch board⁽⁴⁾

2. 기존 설계안의 동특성 해석

도어 프레임의 구조를 보면 Fig. 1(b)와 같이 중앙부의 넓은 면적에는 수많은 작은 원형 구멍

들이 존재하는 다공부(perforated area)가 위치하며 전체 테두리에는 전자파 차폐를 위한 초크(choke) 구조가 존재하기 때문에, 도어 프레임의 기존 형상을 크게 변경하는 것은 현실적으로 어려움이 따른다. 따라서 기존 구조의 틀을 유지하기 위하여 Fig. 3에 표시된 테두리의 요철 모양의 수직방향 비드(vertical bead)와 수평방향 비드(horizontal bead)의 형상을 설계변수로 정의하고자 한다. 형상 설계변수는 Fig. 4와 같이 초크의 경계로부터 비드의 간격 a , 비드의 깊이 b , 수직방향 비드의 폭 c , 수평방향 비드의 폭 d 로 네 개로 설정하였다. 수직과 수평방향 비드에서 폭(a)과 높이(b)를 동일하게 설정한 것은 전체 테두리에서 비드의 바깥쪽에 연결되는 초크 형상을 일정한 형상으로 설계하기 위함이다. 네 개의 설계변수를 ANSYS에서 매개변수(parameter)로 정의하고 전체 해석 과정을 APDL(ANSYS Parametric Design Language)⁽¹⁰⁾을 사용하여 프로그래밍하고 최적화 해석을 수행하였다. 기존 설계안에서 $\{a, b, c, d\} = \{17.8, 21.0, 23.4, 19.8\}$ mm이다. 도어 프레임 기존 설계안의 유한요소 모델은 Fig. 5에 나타내었는데, ANSYS의 8절점 2차 탄성 쉘(quadratic elastic shell) 요소인 SHELL93을 사용하였으며 요소와 절점 수는 각각 5 189개와 5 529개이다. 쉘 요소의 두께는 도어 프레임의 실제 두께인 0.7 mm이고, 탄성계수는 207 GPa, 푸아송 비는 0.292, 밀도는 7.806×10^{-6} kg/mm³이다. 도어 프레임 중앙의 큰 면적을 차지하는 Fig. 1(b)에 표시된 다공부는 매우 많은 수의 작은 원형 구멍들이 존재하므로, 대칭 반복되는 단위셀(unit cell)의 변위가 구멍이 없는 경우의 등가연속체의 변위와 같아지도록 하는 등가물성치⁽⁷⁾를 구하여 사용하였다. 다공부의 탄성계수와 푸아송 비는 Fig. 5에 표시된 좌표계를 기준으로 하여 $E_x = 32.8$ GPa, $E_y = 32.7$ GPa, $E_z = 207.0$ GPa, $\nu_{xy} = 0.473$, $\nu_{xz} = \nu_{yz} = 0.292$ 이다. 경계조건으로서 Fig. 5의 힌지 체결위치 D와 E는 편에 관한 회전 자유도를 제외한 u_x , u_y , u_z , θ_x , θ_y 의 자유도를 구속하였으며, 래치 체결위치 B는 도어가 열리는 방향의 자유도 u_y 를 구속하였다.

기존 설계안에 대한 진동모드 해석을 먼저 수행하였으며, 해석 결과의 주요 모드 10개를 Table 1에 정리하였다. 이 중에서 관심 대상인 비틀림 모드는 Fig.

6에 나타난 3차 진동모드에서 발생함을 확인하였다.

3. 동적 비틀림 변형 최소화 문제

도어 프레임의 동적 비틀림 변형 최소화를 위

Table 1 Natural frequencies of the original design

Mode	1, 2	3, 4	5, 6	7, 8	9, 10
Freq. (Hz)	45.9 62.6	73.3 83.0	106.4 110.5	126.8 142.7	149.4 165.9

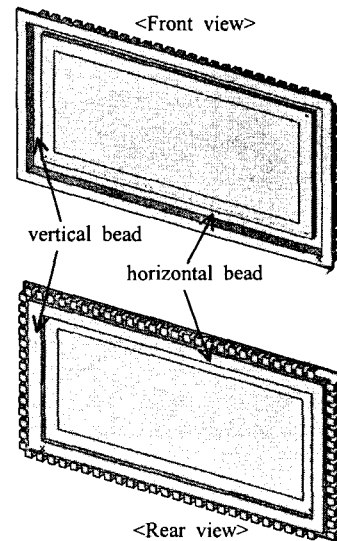


Fig. 3 Bead of the flange of the door frame

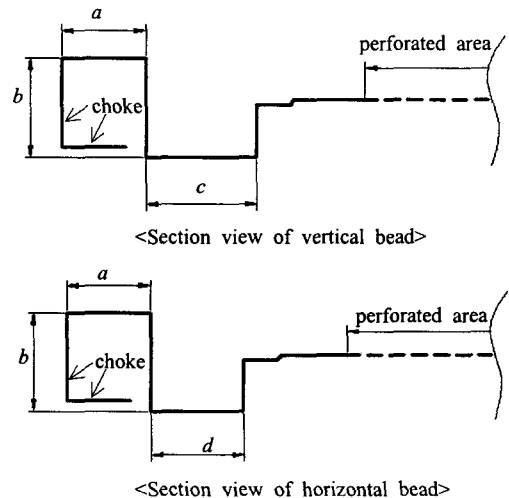


Fig. 4 Definition of shape design variables

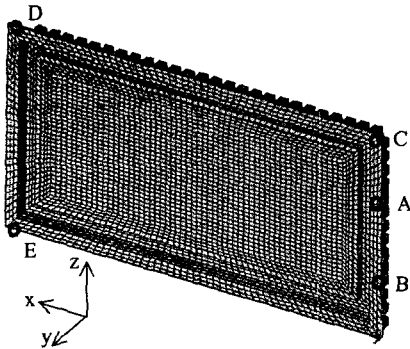


Fig. 5 Finite element model of the door frame

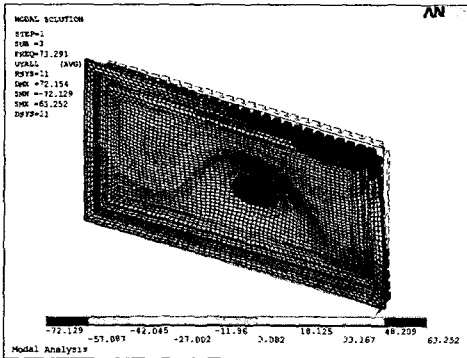


Fig. 6 The 3rd mode shape(73.3 Hz) of the original design

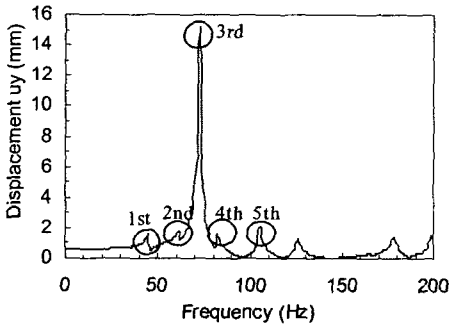


Fig. 7 Harmonic response spectrum of the original design

Table 2 Initial values, and upper and lower limits of design variables (unit: mm)

Design variable	Initial value	Lower limit	Upper limit
<i>a</i>	17.8	15	30
<i>b</i>	21.0	10	30
<i>c</i>	23.4	1	30
<i>d</i>	19.8	1	30

한 형상 최적설계 문제는 다음 식 (1)과 같이 조화응답 해석 결과 계산된 우측 상부 모서리 위치 C(Fig. 5 참조)의 *y*축 방향 최대 동응답 변위 D_{max} 를 최소화하는 형상 설계변수 $\{a, b, c, d\}$ 를 결정하는 문제로 정의하였다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find } \{a, b, c, d\} \\
 & \text{minimizing } D_{max} \\
 & \text{subject to } a_L \leq a \leq a_U \quad (1) \\
 & \quad \quad \quad b_L \leq b \leq b_U \\
 & \quad \quad \quad c_L \leq c \leq c_U \\
 & \quad \quad \quad d_L \leq d \leq d_U
 \end{aligned}$$

여기서 a_L, b_L, c_L, d_L 는 설계변수의 하한(lower limit)을, a_U, b_U, c_U, d_U 는 설계변수의 상한(upper limit)을 나타낸다. 최적화 해석을 위해 설정한 각 설계변수의 초기설계(initial design) 값과 상한과 하한을 Table 2에 수록하였다. 초기설계로는 기존 설계안의 비드 치수를 사용하였다. 초크로부터의 비드의 간격을 정의하는 *a*의 하한은 초크의 폭과 두께를 고려하여 15 mm로, 비드의 깊이를 정의하는 *b*의 하한은 고정된 다공부의 위치를 고려하여 10 mm로 설정하였다. 수평방향과 수직방향 비드의 폭을 정의하는 *c, d*의 하한은 도어 프레임의 두께를 고려하여 1 mm로 설정하였다. 네 설계변수의 상한은 모두 30 mm로 여유있게 설정하였다.

초기설계에 대하여 조화응답 해석을 수행하였는데, 10개의 진동모드를 포함하도록 0~200 Hz의 가진 주파수 범위를 0.667 Hz 간격으로 등분하여 해석하였다. 도어 손잡이 상부를 당겨서 도어가 열릴 때의 측정값인 29.4 N의 힘을 조화하중의 진폭으로 사용하였다. Fig. 5에 표시된 손잡이 상부 위치 A를 가진하고 우측 상부 모서리 위치 C에서 도어가 열리는 방향인 u_y 의 동응답을 평가한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 0~200 Hz에서 여러 개의 모드가 동시에 해당 응답에 기여하고 있으며, 모드 해석에서 평가된 Fig. 6의 결과와 마찬가지로 동응답이 최대인 3차 진동모드가 비틀림 변형에서 지배적임을 확인할 수 있으며, 초기설계에서의 목적함수 D_{max} 는 15.160 mm이다.

이와 같은 초기설계의 해석 결과를 토대로 하

여 최적화 문제에서는 해석 시간을 단축하기 위하여 조화응답 해석의 주파수 범위를 동응답이 최대인 3차 모드(73.3 Hz)를 포함하는 60~90 Hz (주파수 간격 0.3 Hz)로 설정하고 D_{max} 는 이 주파수 범위에서의 최대 응답변위로 정의하였다. 주파수 범위를 너무 작게 정하면 최적화 과정 중에 3차 모드가 범위를 벗어날 수 있으므로, 본 연구에서는 약간의 시행착오를 거쳐서 주파수 범위를 60~90 Hz로 설정하였다.

식 (1)의 형상 최적설계 문제는 비선형 계획법 (nonlinear programming)⁽¹¹⁾을 사용하여 수치적 최적해를 구할 수 있으며, 본 연구에서는 ANSYS의 Optimization Module에서 제공하는 일계법(first order method)⁽¹⁰⁾을 사용하였다. 일계법에서 필요한 목적함수와 제약조건의 민감도(sensitivity) 계산은 전방차분법(forward difference)을 사용하는데, 설계변수 증분량은 상하한 범위의 0.3 %로 설정하였다. 선탐색 이동거리(step size)의 최대값은 각 반복회(iteration)에서의 선탐색 최대 가능 이동거리의 25%로 정의하였다. 목적함수의 수렴공차(convergence tolerance)는 10^{-10} 으로 정의하였다.

식 (1)의 형상 최적설계 문제를 해석한 결과, 10번의 반복회를 수행하여 최적해에 도달하였다. 설계변수의 최적값은 $\{a, b, c, d\} = \{15.355, 19.830, 21.674, 10.678\}$ mm이다. Fig. 8은 초기설계와 최적설계의 비드 형상을 나타낸다. 초크가 위치한 가장자리 쪽으로 비드가 조금 이동하였고, 비드의 깊이와 수직방향 비드의 폭은 조금 감소했으며 수평방향 비드의 폭은 크게 줄어든 것을 알 수 있다. 도출된 설계변수의 최적해를 사용하여 0~200 Hz 범위의 조화응답 해석을 수행한 결과의 동응답 변위 u_y 를 Fig. 9에 나타내었으며, 이 때 목적함수인 최대 동응답 변위량 D_{max} 는 8.126 mm로서, 초기설계에서의 15.160 mm에 비해 46.4 % 감소하였다. Fig. 10은 목적함수 D_{max} 의 수렴 이력을 나타낸 것이다.

한편, 비드 형상을 정의하는 설계변수 값에 따라 도어 프레임의 중량이 결정된다. 최적화 전후의 도어 프레임의 중량을 평가하기 위하여 쉘 요소 전체의 면적에서 다공부의 원형 구멍을 제외한 면적을 계산하고 두께와 밀도를 곱하여 질량을 계산하였다. 초기설계에서 도어 프레임의 질량은 1.103 kg이며, 최적설계에서의 질량은 1.099

kg으로 초기설계에 비해 거의 변동이 없는 것으로 나타났다. 이는 초기설계에 비하여 도어 프레임 중량을 증가시키지 않고도 동적 비틀림 변형을 46.4 % 감소시켰음을 의미한다.

4. 중량 제약조건 부여 문제

앞 장에서 제시된 동적 비틀림 변형 최소화 문제에서는 중량에 대한 제약조건을 고려하지 않았으나, 일반적으로 제품 중량을 가능한 한 가볍게 설계하는 것이 바람직하다. 따라서 본 장에서는 도어 프레임의 중량을 고려한 형상 최적설계를 도출하기 위하여 식 (2)와 같이 중량 제약조건을 부여한 비틀림 변형 최소화 문제를 새롭게 정의하였다.

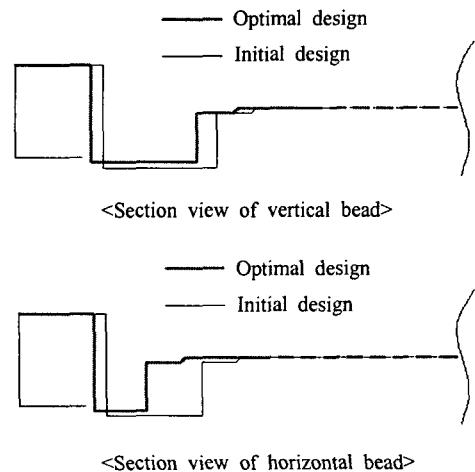


Fig. 8 Initial and optimal shapes of the bead

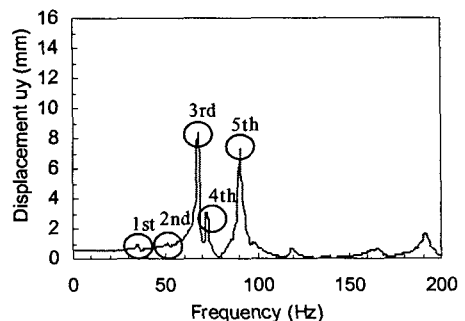


Fig. 9 Harmonic response spectrum of the optimal design

$$\begin{aligned}
 &\text{Find } \{a, b, c, d\} \\
 &\text{minimizing } D_{\max} \\
 &\text{subject to } W \leq W_i \\
 &\quad a_L \leq a \leq a_U \quad (2) \\
 &\quad b_L \leq b \leq b_U \\
 &\quad c_L \leq c \leq c_U \\
 &\quad d_L \leq d \leq d_U
 \end{aligned}$$

여기서 첫 번째 제약조건식은 도어 프레임의 질량이 초기설계에서의 질량보다 증가하지 않도록 설정한 것으로, W 는 도어프레임의 질량을 나타내고, W_i 는 초기설계에서의 질량을 의미한다. 네 개의 형상 설계변수 $\{a, b, c, d\}$ 의 초기값과 각각의 상한, 하한은 앞 장과 동일하게 부여하였으며, W_i 는 1.103kg이다.

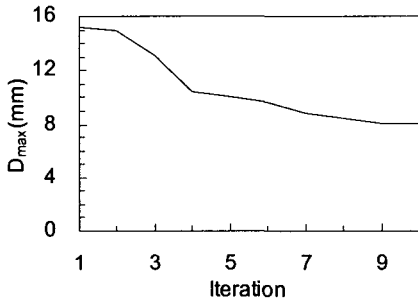


Fig. 10 Iteration history of the objective function

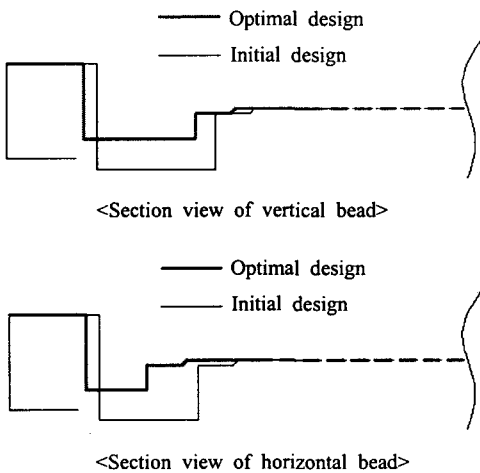


Fig. 11 Initial and optimal shapes of the bead under weight constraint

식 (2)로 정의한 중량 제약조건 하의 형상 최적 설계 문제를 해석한 결과 13번의 반복회를 수행하여 최적해에 도달하였으며, 설계변수의 최적값은 $\{a, b, c, d\} = \{15.162, 14.929, 22.275, 12.089\}$ mm이다. Fig. 11은 초기설계와 중량 제약조건 하의 최적설계에서의 비드 형상을 나타낸다. 최적설계에서 비드의 깊이는 초기설계에 비해 작아졌으며 초크가 위치한 가장자리 쪽으로 비드 위치가 이동한 형상을 보여준다. 중량 제약조건 하의 최적설계에서 도출된 설계변수를 사용하여 0~200 Hz 범위의 조화응답 해석을 수행한 결과의 동응답 변위 u_y 를 Fig. 12에 나타내었으며, 이 때 목적함수인 최대 동응답 변위량 D_{\max} 는 9.723mm로서, 초기설계에서의 15.160mm에 비해 35.9% 감소하였다. Fig. 13은 목적함수 D_{\max} 의 수렴 이력을 나타낸 것이다. 한편, 최적설계에서의 도어 프레임의 질량 W 는 1.056kg으로 나타났는데, 이는 초기설계에 비해 4.3% 감소한 것이다.

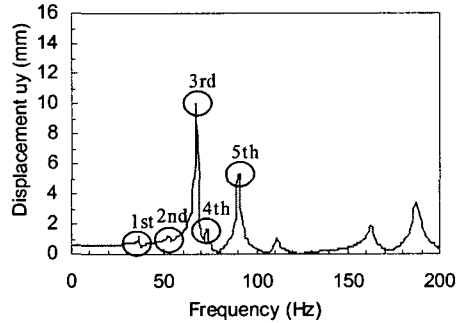


Fig. 12 Harmonic response spectrum of the optimal design under weight constraint

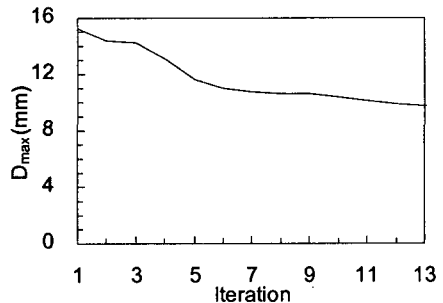


Fig. 13 Iteration history of the objective function under weight constraint

이와 같이, 앞 장에서 기술한 바와 같이 중량 제약 조건을 고려하지 않은 경우에는 최적해에서 중량 변동 없이 동적 변형이 46.4% 감소한 반면에, 중량 제약조건을 부여한 경우에는 최적해에서 중량이 4.3% 감소되면서 동적 변형이 35.9% 감소하는 것으로 나타났다. 두 가지 최적해에서 이와 같은 중량 차는 도어 프레임의 철판 두께가 큰 전자레인지의 경우에는 경량화 설계 관점에서 무시할 수 없는 경우도 있을 것으로 판단된다. 반면에 전자파 누설량 관점에서는 비틀림 변형이 최소화되는 것이 좋으므로 당연히 중량 제약조건을 고려하지 않는 것이 더 유리하다. 한편, 본 연구에서 도출된 최적해는 보강 브래킷을 덧붙이는 설계 개선안⁽⁸⁾에서 얻을 수 있는 동적 변형의 저감 효과 29.9%에 비하여 상대적으로 저감 효과도 크고 중량 면에서도 크게 유리한 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 전자레인지의 전자파 누설을 저감시키기 위한 목적으로 도어 프레임의 동적 비틀림 변형을 최소화하기 위한 비드의 형상 최적설계 문제를 제시하였다. 도어 프레임 사각 테두리를 따른 비드의 치수를 형상 설계변수로 설정하고, 수치적 최적화 기법을 사용하여 조화응답의 비틀림 변형 최소화 문제를 해석하여 비드의 최적 형상을 도출하였다. 최적설계에서의 동응답 변위는 초기설계 대비 35.9~46.4%로 크게 감소하였다.

경량화 설계 관점에서 도어 프레임의 철판 두께가 두꺼운 전자레인지의 경우에는 중량 제약조건을 고려하는 것이 더 유리할 수도 있으나, 이때에는 전자파 누설량에 직접적인 영향을 미치는 비틀림 변형의 크기를 반드시 고려해야 할 것으로 판단된다.

본 연구에서 도출된 최적설계안은 보강 브래킷을 덧붙이는 방식의 선행연구 결과에 비하여 동적 변형의 저감 효과도 크고 중량 면에서도 크게 유리한 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) UL 923-34, Standard for Microwave Cooking Appliances, Users Laboratory.
- (2) EN 60335-2-25, Standard for Household and Similar Electrical Appliances, European Standard.
- (3) Over The Range Microwave Oven Owner's Manual, 2002, Maytag.
- (4) Lee, B. Y. and Koo, J. Y., 2005, "Evaluation of Twisting Deformation of the Door Frame of a Microwave Oven by Transient Response Analysis," *Trans. Korean Soc. Mech. Engrs. A*, Vol. 29, No. 9, pp. 1282~1288.
- (5) Cho, W. J., Kim, H., Lee, C. S. and Lee, D. R., 2000, "Drop-Impact Simulation of Micro Wave Oven," *HANPAM 2000 Users Conference in Korea*, pp. 61~67.
- (6) Son, B. S., 2004, Research on the Finite Element Analysis of the Drop-Impact and Clamping of a Microwave Oven, M.S. Thesis, Keimyung University.
- (7) Lee, B. Y. and Koo, J. Y., 2005, "Analysis of Twisting Deformation and Structural Design of the Door Frame of a Microwave Oven to Decrease Leakage of Microwave," *J. of Korean Soc. Precision Eng.*, Vol. 22, No. 12, pp. 141~148.
- (8) Lee, B. Y., Koo, J. Y. and Kim, W. J., 2006, "Structural Design of the Door Frame of a Microwave Oven to Decrease Its Twisting Deformation Using Dynamic Analysis," *J. of Korean Soc. Precision Eng.*, Vol. 23, No. 8, pp. 145~153.
- (9) Lee, B. Y. and Koo, J. Y., 2006, "Shape Optimal Design of the Door Frame of a Microwave Oven to Minimize Its Twisting Deformation," *Trans. Korean Soc. Mech. Engrs. A*, Vol. 30, No. 8, pp. 1016~1023.
- (10) ANSYS, User's Manual, Revision 6.2, 2002, ANSYS Inc.
- (11) Arora, J. S., 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, New York.