

# 유한 요소법을 이용한 금형의 경량화 방안에 관한 연구 The study of Mass Reduction for mold through Finite Element Method

주 모 담(전남대 대학원), 조 규 종(전남대 공대)  
Mo-Dam Joo(Graduate School, Chonnam Univ), Kyu-Zong Cho(Chonnam Univ)

## ABSTRACT

The mold-technology has been conducted to a large quantity of automobile and electric products. However, many problems in mold-technology have been solved through trial and error of experts. So it has given rise to overdesign of mold and generated other problems in production line.

In this paper we choosed the lower-mold of a cool chamber in refrigerator as the model of the study and mass reduced oversized mold.

In mass reduction process, several cases in plane processing error were selected for the sample case through FEM analysis & simplicated theory analysis and each case was evaluated for mass reduction.

Key Words : Mass Reduction(경량화), Finite Element Method(유한 요소법), Over design(과설계), Low\_mold of a cool chamber(냉장실 하 모듈드)

## II. 본론

### I. 서론

자동차나 가전제품 등의 대량생산을 뒷받침해온 것은 금형기술이다. 또한 금형에 의해서 균일한 제품을 대량으로 생산해왔다. 그런데 금형기술의 여러 문제는 많은 경우 우수한 기술자의 오랜 경험을 토대로한 시행착오의 반복에 따라서 해결되어 왔다. 이로 인해서 금형의 무게가 과중함을 유발시키고 이 무게의 과중함은, 금형의 이송시 자동 이송장치의 마모 및 고장과 금형 교체시 크레인의 설계하중을 육박하는 하중이 걸리는등 많은 문제점을 발생시켰다. 따라서 금형의 경량화가 필요하게 되었다.

본 연구에서는 우레탄 발포압력을 받는 냉장고 금형에서 냉장실 하판 금형을 대상모델로 선정하여 경량화 방안을 모색하고자한다.

여기에서 선정된 대상모델의 경량화 과정은 기존 모델에 대한 유한요소해석과 모델의 단순화를 통한 이론해석을 통해서 경량화의 필요성을 확인하고, 최적설계 프로그램을 이용하여 경량화를 이룩하고자한다.

### 1. 해석 모델

우레탄 발포용 냉장고 금형의 구성요소로는 냉동실 상·하 모듈드, 냉장실 상·하 모듈드, 냉동실·냉장실 금형 홀더가 있다. 냉동실·냉장실 금형 홀더의 설계는 그 구조상 냉동·냉장 하 모듈드에 구속되어 있기 때문에 나머지 부분에 대한 설계가 우선 되어져야한다. 그래서 본 연구에서는 홀더를 뺀 나머지 요소들중에서 크기나 부피면에서 큰 비중을 차지하고있는 냉장실 하 모듈드를 해석 모델로 선정하였다.

금형을 구성하고 있는 요소들의 무게와 해석시 사용된 모듈드의 재질은 Table 1. 과같다

Table1. Material property of (AC4C-T6)

재질	Poisson's ratio	Elastic modulus	Shear modulus	Mass density
AC4C-T6	0.33	72.4 GPa	27.2 GPa	2.685 g/cm <sup>3</sup>

### 2. 작용 하중 평가

우레탄 성형 발포시 몰드에 작용하는 발포하중을 평가하기 위하여 압력 측정용 기구를 고안, 제작하여 발포액이 투입되기전 도어 내부에 삽입한 후 현장에서 2회에 걸쳐 발포압력을 측정하였다. 냉동실 도어부의 발포압력은 0.45~0.62 kg/cm<sup>2</sup>, 냉장실 도어부의 발포압력은 0.12~0.25 kg/cm<sup>2</sup> 정도의 발포압력이 작용하는 것을 알 수 있었다. 이때, 압력 측정 조건을 실제 제품생산 과정과 동일하도록 하였으나 발포액 투입량에 따른 압력편차가 존재함을 알 수 있다. 실제 측정된 최대발포압력은 냉동실에서 0.62 kg/cm<sup>2</sup> 이나 현장에서 냉동실과 냉장실에 투입되는 발포액이 뒤바뀌는 경우나 과다 투입되는 경우를 고려하여 발포압력을 1kg/cm<sup>2</sup> 로 가정하여 해석 압력으로 삼고 발포압력에 의한 하중이 몰드 표면에 균일하게 작용하는 것으로 간주하였다.

### 3. 간단 모델에 의한 금형의 이론 응력 해석

냉장실 하 몰드의 응력을 이론적으로 계산하기 위하여 몰드 형상으로부터 몰드 후면의 리브가 몰드 안착용 홀더판에 면 접촉으로 고정되어 있다고 가정하고 리브 사이의 간격에 따라 발포압력에 의한 하중을 작용시켜 이론해를 구해본 결과 다음과 같았다.

Case 1) 발포 압력이 균일 분포하중으로 작용한 경우

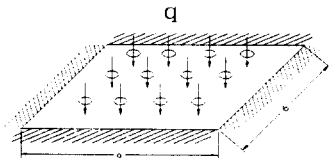


Fig. 1 Uniform loading over entire plate

그림 1의 빗금친 부위와 같이 리브 사이의 간극을 a, b 몰드의 두께를 t 라하고 발포 압력 q 가 균일 분포하중으로 작용한 경우에 대해서, 좌우측 긴 변 리브의 중앙에서의 최대응력은

$$\sigma_{\max} = \frac{-\beta_1 q b^2}{t^2} \quad \text{이고}$$

몰드의 중앙에서의 응력 및 최대처짐량은

$$\sigma = \frac{\beta_2 q b^2}{t^2} \quad \delta_{\max} = \frac{\alpha q b^4}{E t^3} \quad \text{이다.}$$

여기서  $\beta_1 \beta_2 \alpha$ 는 Table 2. 참조.

Table 2. uniform loading over entire plate

a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	$\infty$
$\beta_1$	0.308	0.383	0.436	0.468	0.487	0.497	0.5
$\beta_2$	0.139	0.179	0.209	0.229	0.241	0.247	0.25
$\alpha$	0.014	0.019	0.023	0.025	0.027	0.028	0.028

[ ROARK'S Formula for Stress & Strain 참조 ]

Case 2) 중앙에 이물질이 삽입된 경우를 가정한 경우로 발포압력에 상당하는 하중이 반경  $r_0$ 에 집중하중으로 작용한 경우

case 1의 경우와 같은 발포 압력 q 이 반경  $r_0 = 1 \text{ mm}$  인 부분에 집중하중으로 작용된다고 하면,

$$r_0' = \sqrt{1.6 r_0^2 + t^2} - 0.675 t$$

의 부분(근사값으로) 작용한다고 할 수 있다.

이 때 좌우측 긴 변 리브의 중앙에서의 최대응력은

$$\sigma_{\max} = \frac{-\beta_2 W}{t^2} \quad \text{이고}$$

몰드의 중앙에서의 응력 및 최대처짐량은

$$\sigma_b = \frac{3 W}{2 \pi t^2} \left[ (1 + \nu) \ln \frac{2 b}{\pi r_0'} + \beta_1 \right]$$

$$\delta_{\max} = \frac{\alpha W b^2}{E t^3} \quad \text{이다.}$$

여기서  $\beta_1 \beta_2 \alpha$ 는 Table 3. 참조.

Table 3. uniform loading over small concentric circle of radius  $r_0$

a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	$\infty$
$\beta_1$	-0.238-0.078	0.011	0.053	0.068	0.067	0.067	0.067
$\beta_2$	0.754	0.894	0.962	0.991	1.0	1.004	1.008
$\alpha$	0.061	0.071	0.075	0.078	0.079	0.079	0.079

이상의 두가지 경우에 대한 이론해를 리브 사이의 간극이 가장 큰 경우에 대해서 적용시켜보면 발포압력이 균일분포 하중으로 작용한 경우 최대응력은 0.729 kg/mm<sup>2</sup> 최대 처짐량은 0.0127 mm 이며, 발포압력이 집중하중으로 작용한 경우 최대응력은 4.982 kg/mm<sup>2</sup> 처짐량은 0.059 mm로 항복응력 (16.5 kg/mm<sup>2</sup>) 에 비해 응력의 정도가 상당히 낮음을 알 수 있다. 때문에 금형 표면의 강도는 충분함을 예측할 수 있고 경량화에 대한 필요성도 확인할 수 있다.

### 4. 기존 모델에 대한 유한요소 해석

컴퓨터 수치 해석을 이용한 시뮬레이션 방법을 확

립하기 위하여 해석 모델인 냉장고 냉장실 하 모듈드에 대한 유한요소해석을 수행하였다. 유한요소 해석은 I-DEAS(Masterserise3.0)과 ABAQUS(Version 5.5)를 이용하였으며 해석시 모듈드에 발생할 수 있는 가능한 모든 경우의 구속조건을 다 고려해서 유한요소해석 모델을 만들었다.

#### 4-1. 3 차원 유한요소 모델

냉장고 냉장실 하 모듈드에 대한 3차원 유한요소 모델은 5699 개의 Thin shell 요소로 구성되어 있으며, 외형적인 모양은 그림 2. 와 같다.



Fig. 2 Finite element model

#### 4-2. 구속 조건

##### 하중 조건

- 1) 모듈드에 발포하중으로 가정한  $1 \text{ kg/cm}^2$  의 하중이 균일분포 면압으로 작용하는 경우
- 2) 모듈드의 가공진직도 결여상태로 발생할 수 있는 강제 변형의 경우

##### 경계 조건

- 1) 이상적인 평면가공에 의한 접촉인 경우 - 접촉하는 모듈드의 전체 리브 고정
- 2) 평면의 진직도나 평면도 공차에 따른 부분접촉인 경우 - 모듈드의 3 코너 고정

위와 같은 하중조건 및 경계조건으로 모듈드에 대한 유한요소 해석을 한 결과는 다음과 같다.



Fig. 3 Stress distribution of current model on all rive restraint



Fig. 4 Stress distribution of current model on 4\_ point restraint



Fig. 5 Stress distribution of current model on 3\_ point-1 restraint



Fig. 6 Stress distribution of current model on 3\_ point-2 restraint



Fig. 7 Stress distribution of current model on 3\_ point-1 restraint and 0.1 displacement



Fig. 8 Stress distribution of current model on 3\_ point-2 restraint and 0.1 displacement

이상과 같이 내장실 하 모듈드에 대해 가능한 경우의 수에 대한 응력과 처짐의 해석을 수행해 본 결과 Fig. 5에서 최대응력이  $6.29 \text{ kg/mm}^2$  로 가장 컸으며 이때의 최대변위는  $1.54 \text{ mm}$  나타났고, 진직도나 정밀도 차이에 따른 강제 고정의 경우로 3점지지 · 자유단 처짐( $0.1 \text{ mm}$ )를 부여한 해석결과 에서는 Fig. 8에서 가장 큰 응력  $0.314 \text{ kg/mm}^2$  이 발생했으나 응력의 정도가 낮기 때문에 최대응력이 허용응력에 도달할 때까지 선형비례로 계산해 본다면 허용처짐량이  $1.75 \text{ mm}$  까지는 가능할 것으로 예측된다. (허용응력은 항복응력/안전계수 ;  $16.5 \text{ kg/mm}^2 / 3.0 = 5.5 \text{ kg/mm}^2$ ) 따라서 이상의 결과를 보면 모듈드가 강도면에서 과잉된 강도를 보이므로 중량감소를 위해서는 적절한 강도가 유지되도록 과잉부를 삭제할 필요가 있다고 판단 되었다.

#### 5. 경량화 방안의 고찰

### 5-1. 경량화 과정

전체적인 냉장고 금형의 구조를 보면 금형의 상판은 냉장고의 캐비닛과 접촉이 있는부분이고 금형의 하판은 냉장고의 도어와 접촉이 있는부분이다. 이러한 구조 때문에 냉장고 금형의 하판은 불규칙한 굴곡이 있고, 이 부분에는 응력완화를 위한 리브로 보강되어져있다. 때문에 본 연구에서는 i)리브의 변화가 없는 기존 모델의 경우와 굴곡이 있는 부분의 리브는 고정시키고 나머지 부분들에 대해서는 이론을 바탕으로한 리브의 위치를 변화시켜 ii)굴곡이 있는 연결부의 리브만 있는 경우 iii)연결부의 리브와 가로방향의 리브가 한 개 있는 경우 iv)연결부의 리브와 가로방향의 리브가 두 개 있는 경우의 모델을 만들었다. 그리고 각 모델에 대한 모듈드의 최적 두께를 구하고 무게를 비교분석하여 각 경우에 대한 경량화 정도를 평가할 것이다.

### 5-2. 경량화를 위한 최적설계 개요

최적설계를 수행하기 위해서는 먼저 최적화 하고자하는 모델에 대해서 목적 함수, 설계 변수, 제한 조건식을 설정하여야 한다. 본 연구에서는 모듈드의 경량화가 주목표이므로 모듈드의 무게를 목적함수로, 모듈드의 두께를 설계변수로, 응력집중부의 최대 응력이 항복응력의 50%를 넘지 않도록 구속 조건을 설정하였다. 설계변수에 대한 구속조건으로는 금형 주물의 제한성과 기존 모듈드의 두께를 고려하여  $6 \leq t \leq 12$  로 하였다. 이와 같은 구속조건을 만족시키는 모듈드 두께의 최적화 해석을 수행하기 위해서 본 연구에서는 최적화 응용 프로그램인 I-DEAS - optimization을 이용하였다.

### 5-3. 경량화 결과

냉장실 하 모듈드 두께를 설계변수로하여 i) ii) iii) iv)의 경우에 대해 최대의 경량화 효과를 갖는 모듈드의 두께와 무게를 계산하여 그 결과를 Table 4. 에 정리하였다.

### III. 결론

냉장실 하 모듈드에 대한 이론 해석과 강성 해석을 수행해본 결과 모듈드가 강도면에서 과잉 설계되었음을 알수 있었으며 모듈드의 진직도나 정밀도의 차이에 따른 강제고정시 허용 처짐량을 예측할 수 있었다. 이론 해석을 통해 선정된 모델에 대해서 금형의 구속조건을 이상적인 평면 가공인 경우와 가공 오차에 따른 부분 접촉인 경우로 설정하고, 모듈드의 두께를 설계 변수로하여 최적화 해석을 수행한 결과 각각의 경우에 대해 61.6 ~ 13.3 %까지의 경량화 효과가 나타남을 알수 있었다.

### 참고 문헌

- [1] ABAQUS User's Manual, 1995, Version 5.5, Karlsson and Sorensen, Inc. Pawtucket, RI.
- [2] I-DEAS Master Serise 3.0 , 1996, Student Guide (P-30002), Milford, OH.
- [3] Jasbir S. Arora, "Introduction to Optimum Design", McGraw-Hill,1989.
- [4] Warren C. Young, "Roark's Formulas for Stress and Strain", McGraw-Hill, 1989.
- [5] 백만인, 조규중, "딤프 차축에서 딤프박스 경량화 방안에 관한연구", 1995, 대한기계학회 추계 학술대회 논문집(1)

Table 4. result of mass reduction

선정된 모델	모듈드의 두께 감소비 (1-변경후 모델/기존모델)				모듈드의 무게 감소비 (1-변경후 모델/기존 모델)			
	전체고정	4코너고정	3코너고정	3코너고정	전체고정	4코너고정	3코너고정	3코너고정
리브의 변화가없는 기존모델의 경우	0.5	0.325	0.133	0.133	0.5	0.325	0.133	0.133
굴곡이있는 연결부의 리브만있는 경우	0.5	0.267	0.108	0.116	0.616	0.437	0.315	0.321
연결부의 리브와 가로방향의 리브가 한개있는 경우	0.5	0.3	0.116	0.125	0.580	0.412	0.258	0.265
연결부의 리브와 가로방향의 리브가 두개있는 경우	0.5	0.317	0.133	0.125	0.545	0.378	0.211	0.204