Research Paper DOI: http://dx.doi.org/10.6108/KSPE.2016.20.6.029

복합재 연소관의 금속 보스 형상 최적설계

정승민[a] · 김형근[a] · 황태경[a,*]

Shape Optimization of the Metal Boss for a Composite Motor Case

Seungmin Jeong[a] · Hyounggeun Kim[a] · Taekyung Hwang[a,*]
[a]*Agency for Defense Development, Korea*
[*]*Corresponding author. E-mail: htkkr@add.re.kr*

ABSTRACT

This paper proposes a shape optimization of the metal boss for a composite motor case using finite element analysis. For the structural safety and the weight reduction of the composite motor case, under the internal pressure, the fiber stress in the dome area and the tightening bolt stress are constrained and the boss weight is set to objective function, respectively. The response surface models are constructed for the performance characteristics by using response surface method. The significance of the design variables about the performance characteristics is evaluated through the ANOVA(analysis of variance) and the goodness of fit test for the constructed model is performed through the regression analysis. The SQP(sequential quadratic programming) algorithm is used for the optimization and the proposed method is verified by performing structural analysis for the optimum shape.

초 록

본 논문에서는 유한요소해석을 이용하여 복합재 연소관의 금속 보스에 대한 형상 최적설계기법을 제안하였다. 복합재 연소관의 구조 안전성을 위해 연소관 내압에 의한 돔 부위의 섬유응력과 보스 체결 볼트의 응력을 제한하였고, 경량화를 위해 보스의 무게를 목적함수로 설정하였다. 또한 반응표면법을 이용하여 특성치에 대한 반응표면모델을 구축하였다. 그리고 분산분석을 이용해 각 특성치에 대한 설계변수의 유의성을 평가하고 회귀분석을 통해 구축된 모델의 적합성을 검증하였다. 최적화를 위해 순차이차계획법 알고리즘을 이용하였고, 도출된 최적형상에 대한 구조해석을 수행함으로써 제안한 기법의 효용성을 검증하였다.

Key Words: Composite Motor Case(복합재 연소관), Metal Boss(금속 보스), Shape Optimization(형상 최적설계), Response Surface Method(반응표면법)

Received 8 June 2016 / Revised 6 October 2016 / Accepted 11 October 2016
Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers
pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548
[이 논문은 한국추진공학회 2016년도 춘계학술대회(2016. 5. 25-27, 제주 샤인빌리조트) 발표논문을 심사하여 수정·보완한 것임.]

1. 서 론

일반적으로 복합재 연소관 및 압력용기의 돔

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

과 금속 보스 접합부는 내압 하중과 보스의 회전 변형의 중첩에 의해 섬유응력의 크기가 상대적으로 매우 크게 발생하는 부위 중 하나이다[1, 2]. 이로 인해 보스의 형상은 돔 형상(dome contour)와 더불어 구조물의 내압성능에 큰 영향을 미치는 요소로 알려져 있다[3]. 따라서 구조 안전성 및 성능 향상을 위해 섬유에 보강재(wafer)를 추가하거나, 하중을 분산시킬 수 있도록 보스 플랜지를 길게 설계하게 된다[4]. 최근에는 보스 플랜지의 길이 및 오프닝 면적의 최적화를 통해 복합재의 무게와 응력을 줄임으로써 압력용기의 성능 지수(index of performance)를 향상시킨 바 있다[5]. 또한 복합재 압력용기의 돔과 실린더 부위의 기하형상에 대한 매개변수 최적화(parametric optimization)를 통해 가스 저장 시스템(gas storage system)의 성능 지수를 최대화 한 사례가 있다[6].

그러나 복합재 구조물의 금속 보스 설계에 대한 기존의 연구들은 돔 부위의 섬유에 가해지는 응력을 줄이는 데에 중점을 두었고, 이로 인해 보스의 무게와 더불어 보스 형상에 큰 영향을 받는 체결볼트의 구조 안전성을 동시에 고려하지 못한 측면이 있다. 이는 구조물의 성능을 좌우하는 돔 섬유응력과 보스 무게, 체결부 구조 안전성과 같은 다양한 성능들을 동시에 고려하지 못했다는 점에서 최적화 측면 상 한계가 있다고 할 수 있다. 따라서 보스의 형상을 결정짓는 다양한 매개변수들을 변수화하여 돔 부위 섬유 및 체결볼트의 응력, 그리고 보스의 무게와 같은 여러 성능들에 대한 각 변수의 영향도 분석 및 최적설계에 대한 연구가 필요한 실정이다.

본 논문에서는 전술형 소형 연소관의 보스 형상변수를 다양화하여 돔 섬유와 체결볼트의 구조 안전성을 고려하며 경량화를 위한 보스 형상 최적설계기법을 제안하였다. 최적화를 위해 반응표면법(response surface method)을 이용한 근사모델링을 수행하였으며[7], 도출된 근사식을 이용하여 순차이차계획법(sequential quadratic programming)[8]을 통한 최적화를 수행하였다. 그리고 도출된 최적형상에 대한 구조 해석을 수행함으로써 제안한 기법의 효용성을 검증하였다.

2. 반응표면법을 이용한 근사 모델링

2.1 해석조건 및 설계변수의 선정

근사모델링에 앞서 해석모델링을 실시하였으며, Fig. 1(a)와 Fig. 1(b)는 각각 해석조건과 축대칭(cyclic symmetry) 모델링을 위한 단면 및 정면형상을 나타낸다. 그리고 Fig. 1(c)는 설계변수의 선정을 위한 금속 보스의 단면 형상이다.

해석모델은 복합재 돔과 금속 보스가 고무 층으로 접해있으며, 금속 보스와 연결부 하우징은 볼트로 체결되어 있다. 내부는 내압하중(internal pressure)이 작용하며, 연결부 하우징의 끝단은 사전에 계산된 노즐 유효압력(nozzle effective pressure)을 적용하였다. 또한 체결볼트에는 항복강도의 70%에 해당하는 예하중(pre-tension)을 적용하였다. 유한요소해석은 상용 프로그램인 ABAQUS 6.12를 이용하였으며 사용된 유한요소로써 볼트는 국소 절점에서의 과도한 응력 피크치(peak value)의 방지를 위해 1차 육면체 요소(linear hexahedral element)를 사용하였고, 나머지 부품들에 대해 2차 육면체 요소(quadratic hexahedral element)를 사용하였다. 볼트의 개수는 총 48개 이며 볼트 한 개에 대한 7.5° 축대칭 조건을 부여함으로써 해석시간을 단축하였다. 볼트의 나사산(screw thread)에 의한 체결을 모사하기 위하여 ABAQUS의 “Clearance” 기능을 이용하였다. 설계변수는 L, θ, H, ψ 총 네 가지로 선정하였으며, $x_1 \sim x_5$ 는 종속변수로서 다음과 같이 설계변수로 표현된다.

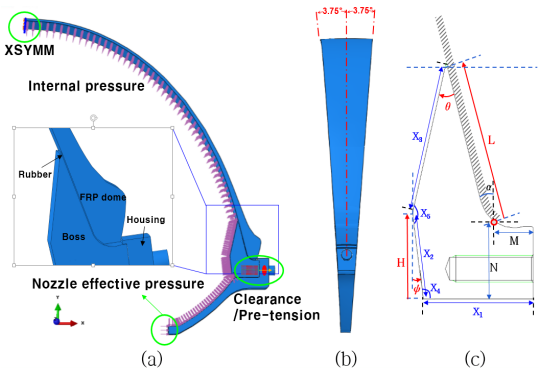

Fig. 1 Analysis condition and design variables.

$$
\begin{aligned}
x_1 &= M+(N+L\cos\alpha-H)\tan(\theta-\alpha)+L\sin\alpha \\
&\quad -H\tan\psi \\
x_2 &= H/\cos\psi \\
x_3 &= (N+L\cos\alpha-H)/\cos(\theta-\alpha) \\
x_4 &= \pi/2+\psi \\
x_5 &= \pi-(\theta-\alpha+\psi)
\end{aligned} \tag{1}
$$

Eq. 1에서 L은 보스와 돔 섬유와의 접촉 길이이며 θ는 보스 플렌지 각, H와 ψ는 보스 하단부의 형상을 결정하기 위해 선정된 변수이다. 이외에 N, M, α는 돔 섬유 및 체결볼트 등의 부품과의 조립을 위한 고정 값이므로 설계변수에서 제외하였다. Fig. 1(c)와 Eq. 1을 통해 보스의 형상을 결정짓는 모든 매개변수들이 설계변수로 표현됨을 알 수 있다. 따라서 보스의 형상 최적설계를 위한 설계변수의 누락을 최소화함으로써 최적화 성능을 극대화시킬 수 있게 된다.

2.2 반응표면법

보스의 최적설계를 위한 근사모델링 기법으로써 각 특성치에 대한 근사 다항식을 도출할 수 있는 반응표면법의 중심합성계획(central composite design)을 이용하였다. 중심합성계획법은 2^k 요인배치법에서 축점과 중심점을 추가함으로써 적은 실험횟수로 비선형성을 고려한 반응표면모델을 생성할 수 있다. 따라서 축점 및 중심점에서의 실험이 추가되어, 순수오차가 0인 시뮬레이션 모델에서의 4변수에 대한 총 실험횟수는 다음과 같이 25회가 된다.

$$2^n+2n+n_c = 16+8+1 = 25 \tag{2}$$

Eq. 2의 n은 설계변수의 개수이며, n_c는 중심점에서의 반복 실험횟수를 나타낸다. 일반적으로 반응표면법을 이용하면 실험으로부터 얻게 되는 결과값을 통해 다음과 같은 2차 근사 다항식 또는 3차 근사 다항식을 얻을 수 있다.

$$\hat{Y} = b_0+\sum_{i=1}^{n} b_i X_i+\sum_{i=1}^{n} b_{ii} X_i^2+\sum_{i=1}^{n}\sum_{j>i}^{n} b_{ij} X_i X_j \tag{3}$$

Eq. 3의 $\hat{Y}$은 특성치에 대한 반응표면모델, b는 회귀계수, X는 설계변수를 나타낸다. 본 연구에서는 근사모델의 특성치로서 구조안전성을 위해 돔 부위의 섬유응력과 보스 체결볼트의 응력, 그리고 경량화를 위해 보스의 무게를 선정하였다. 총 25번의 실험이 끝난 후에는 분산분석(ANOVA)을 통해 각 특성치에 대한 설계변수의 유의성을 평가한 후 근사모델의 구축에 이용하였다. 그리고 구축된 모델의 적합성검증을 위해 회귀분석(regression analysis)을 실시하였다.

2.3 근사모델링

근사모델링을 위해 선정된 특성치인 구조 안전성을 위한 돔 섬유응력과 체결볼트 응력의 최대값, 그리고 경량화를 위한 보스의 무게에 대한 실험을 실시하였다. 반응표면법의 중심합성계획을 이용하여 네 가지의 선정된 변수 L, θ, H, ψ와 총 25번의 해석을 통해 도출된 각 특성치에 대한 값을 Table 1에 축약하여 나타내었다.

Table 1의 Y_1, Y_2, Y_3는 설계의 기준이 되는 특성치로서 각각 돔 섬유응력의 최대값과 체결볼트 Von Mises 응력의 최대값, 그리고 보스의 무게를 나타낸다. 따라서 Table 1은 25번의 실험에 대하여 각 설계변수와 특성치의 초기 설계값을 1로 두었을 때의 비율을 나타내며, 설계변수

Table 1. Ratio expression for central composite design with experimental results.

	L	θ	H	ψ	Y_1	Y_2	Y_3
Base	1	1	1	1	1	1	1
1	0.77	0.72	0.89	0.65	1.05	1.00	0.60
2	0.77	0.72	0.89	1.94	1.06	1.00	0.57
3	0.77	0.72	1.19	0.65	1.08	0.98	0.58
4	0.77	0.72	1.19	1.94	1.08	0.10	0.52
⋮							
22	1.25	1.17	1.34	1.29	0.94	1	1.45
23	1.25	1.17	1.04	0	0.93	1.02	1.57
24	1.25	1.17	1.04	2.58	0.94	0.10	1.49
25	1.25	1.17	1.04	1.29	0.94	1.01	1.53

의 실험값은 각각 사전에 정해진 설계범위에 따라 결정되었다. 총 26개의 해석모델에 대한 해석값의 신뢰성을 보증하기 위하여, 각 모델에 사용된 요소 종류들을 동일하게 하였으며, 동일한 요소망의 모양과 요소의 크기로 모델링함으로써 해석값들 간 정량적 비교가 가능하도록 하였다.

2.3.1 돔 섬유응력의 최대값에 대한 근사모델링

Table 1의 결과로부터, 특성치에 대한 설계변수의 영향력을 알아보기 위해 분산분석을 실시하였다. Table 2는 특성치 Y_1, 즉 돔 섬유응력의 최대값에 대한 2차 근사식의 분산분석표이다.

Table 2에서 DF(degree of freedom)은 설계변수의 자유도, SS(sum of square)는 제곱합, MS(mean square)는 SS를 DF로 나눈 평균 제곱이며 F는 검정통계량(test statistics), P는 유의확률(significance probability)를 나타낸다. 본 연구에서는 유의 수준을 0.05로 정하였으며, P값이 0.05보다 작을 경우에 해당 요인이 유의하다고 판별하였다. 따라서 Table 2로부터 유의한 변수는 L, θ이므로 회귀식의 적합성을 위해 나머지 유의하지 않은 항은 오차항(error term)으로 풀링(pooling)하였다. 따라서 Y_1에 대한 2차 회귀식은 다음과 같다.

Table 2. ANOVA table for 2nd order $\widehat{Y_1}$.

	DF	SS	MS	F	P
L	2	3256.76	1628.38	51.96	0.00
θ	2	1215.87	607.93	19.40	0.00
H	2	47.37	23.67	0.76	0.49
ψ	2	15.58	7.79	0.25	0.78
L×θ	1	0.11	0.11	0.00	0.95
L×H	1	0.28	0.28	0.01	0.93
L×ψ	1	1.38	1.38	0.04	0.84
θ×H	1	7.43	7.43	0.24	0.64
θ×ψ	1	0.07	0.07	0.00	0.96
H×ψ	1	0.10	0.10	0.00	0.95
Error	10	313.39	31.34	-	-
Total	24	5856.14	-	-	-

$$\widehat{Y_1} = C_0 + C_1 L + C_2\theta + C_3 L^2 + C_4\theta^2 \quad (4)$$

Eq. 4의 회귀 계수는 실제 수치를 열거하는 대신, 간소화를 위해 상수 C로 표기하였다. $\widehat{Y_1}$에 대한 적합성테스트(goodness of fit test) 결과, 결정계수(coefficient of determination) R^2은 0.9366, 수정 결정계수(adjusted coefficient of determination) R_a^2은 0.9239로 구해졌다. 본 논문에서는 4변수 회귀식에 대한 모델의 설명력을 가늠하는 척도로서 수정 결정계수를 택하였으며, 이 값이 0.95 이상인 회귀식의 도출을 목표로 하였다. 따라서 2차식으로는 목표하는 값을 만족하지 못하였기 때문에 3차 근사식을 이용하였으며, Table 3은 이에 대한 분산분석표이다.

Table 3을 통해 유의한 변수 L, θ에 대한 3차 근사식은 다음과 같다.

$$\widehat{Y_1} = C_0 + C_1 L + C_2\theta + C_3 L^2 + C_4\theta^2 + C_5 L^3 + C_6\theta^3 \quad (5)$$

Eq. 5에서도 회귀 계수는 간소화를 위해 C로 표기하였으며, Eq. 4에 비해 3차항이 추가되었음을 알 수 있다. Eq. 5에 대한 적합성테스트 결과, 결정계수 R^2은 0.9698, 수정 결정계수 R_a^2은 0.9597 로서 목표한 수준 0.95를 만족하여 충분히 설명력이 확보된 모델임을 알 수 있다.

결과적으로 특성치 Y_1, 즉 돔 섬유응력의 최대값에 대하여 변수 L, θ의 영향이 크며, 특히 보스 플랜지 길이 L의 영향이 지배적이다. 이는 보스 플랜지의 길이에 따라 돔과 보스 간 접촉 면적이 달라짐으로써 돔 섬유응력이 큰 영향을 받기 때문이다. 반면, 네 가지 변수 간 교호작용은

Table 3. ANOVA table for 3rd order $\widehat{Y_1}$.

	DF	SS	MS	F	P
L	3	4402.43	1467.48	149.26	0.00
θ	3	1298.28	432.76	44.02	0.00
Error	18	176.97	9.83	-	-
Total	24	5856.14	-	-	-

Table 4. ANOVA table for 2nd order $\widehat{Y_2}$.

	DF	SS	MS	F	P
L	2	253.16	126.58	48.35	0.00
θ	2	193.29	96.65	36.92	0.00
H	2	19.49	9.75	3.72	0.06
ψ	2	1.22	0.61	0.23	0.80
L×θ	1	64.00	64.00	24.45	0.00
L×H	1	7.29	7.29	2.78	0.13
L×ψ	1	0.42	0.42	0.16	0.70
θ×H	1	5.06	5.06	1.93	0.19
θ×ψ	1	0.09	0.09	0.03	0.86
H×ψ	1	0.36	0.36	0.14	0.72
Error	10	26.18	2.62	-	-
Total	24	441.51	-	-	-

무시할 만하며, 목표한 모델 적합성을 위해 3차 모델을 사용해야 함을 알 수 있다.

2.3.2 체결볼트 응력의 최대값에 대한 근사모델링

Table 4는 특성치 Y_2, 즉 체결볼트 응력의 최대값에 대한 2차 근사식의 분산분석표이다.

Table 4로부터 유의한 변수는 L, θ, L×θ이지만 H, L×H, θ×H항 또한 유의 수준에 근접하므로 근사식에 포함시켰다. 따라서 회귀식의 적합성을 위해 나머지 항들을 오차항으로 풀링하였을 때에 Y_2에 대한 2차 회귀식은 다음과 같다.

$$\widehat{Y_2}=C_0+C_1L+C_2\theta+C_3H+C_4L^2+C_5\theta^2+C_6H^2+C_7L\theta+C_8LH+C_9\theta H \quad (6)$$

$\widehat{Y_2}$에 대한 적합성테스트 결과, 결정계수 R^2은 0.9380, 수정 결정계수 R_a^2은 0.9007 로서 목표한 수준 0.95를 만족하지 못하였다. 비록 H, L×H, θ×H항을 제외하였을 경우의 R_a^2 값인 0.8671 보다는 수치가 높지만 목표한 바를 만족시키지 못했다. 따라서 3차 근사식을 이용하였으며, Table 5는 $\widehat{Y_2}$의 3차에 대한 분산분석표이다.

Table 5로부터 근사식에 포함된 모든 항이 유의하다고 판단되며, 3차 회귀식은 다음과 같다.

Table 5. ANOVA table for 3rd order $\widehat{Y_2}$.

	DF	SS	MS	F	P
L	3	288.86	96.29	122.08	0.00
θ	3	195.09	65.03	82.45	0.00
H	3	19.78	6.59	8.36	0.00
L×θ	1	64.00	64.00	81.14	0.00
L×H	1	7.29	7.29	9.24	0.01
θ×H	1	5.06	5.06	6.42	0.03
Error	12	9.45	0.79	-	-
Total	24	441.51	-	-	-

$$\widehat{Y_2}=C_0+C_1L+C_2\theta+C_3H+C_4L^2+C_5\theta^2+C_6H^2+C_7L\theta+C_8LH+C_9\theta H+C_{10}L^3+C_{11}\theta^3+C_{12}H^3 \quad (7)$$

Eq. 7의 적합성테스트 결과, 결정계수 R^2은 0.9786, 수정 결정계수 R_a^2은 0.9571 로서 목표치 0.95를 만족하였다. 따라서 체결볼트 응력의 최대값에 대한 회귀모델도 몸 섬유응력의 최대값과 마찬가지로 0.95 설명도를 만족하기 위해서는 3차 모델을 사용해야 함을 알 수 있다. 이는 특성치인 응력의 비선형성이 매우 크기 때문에 2차식으로는 한계가 있는 것으로 판단된다. 하지만 변수 간 교호작용을 무시할 수 있었던 특성치 Y_1과는 다르게 교호작용 L×θ의 영향력이 매우 큼을 알 수 있다. 이 외에도 변수 H에 대한 영향과 교호작용의 영향도 무시할 수 없는 수준임을 알 수 있다. 하지만 특성치 Y_1, Y_2 둘 다 변수 L, θ의 영향이 지배적임을 알 수 있다.

2.3.3 보스 무게에 대한 근사모델링

Table 6은 목적함수인 보스 무게 Y_3에 대한 2차 근사식의 분산분석표이다.

Table 6에서 유의하지 않은 항인 L×H, L×ψ, θ×ψ, H×ψ를 모두 풀링한 후 도출된 최종 2차 근사식은 다음과 같다.

Table 6. ANOVA table for 2nd order $\widehat{Y_3}$.

	DF	SS	MS	F	P
L	2	3366.83	1683.41	32736.40	0.00
θ	2	1677.61	838.80	16311.70	0.00
H	2	6.52	3.26	63.42	0.00
ψ	2	1.59	0.80	15.48	0.00
L×θ	1	335.07	335.07	6515.97	0.000
L×H	1	0	0	0	1
L×ψ	1	0	0	0	1
θ×H	1	0.99	0.99	19.25	0.00
θ×ψ	1	0	0	0	1
H×ψ	1	0.08	0.08	1.58	0.24
Error	10	0.51	0.05	-	-
Total	24	4753.32	-	-	-

$$\widehat{Y_3} = C_0 + C_1 L + C_2\theta + C_3 H + C_4\psi + C_5 L^2 + C_6\theta^2 + C_7 H^2 + C_8\psi^2 + C_9 L\theta + C_{10}\theta H \quad (8)$$

$\widehat{Y_3}$에 대한 적합성테스트 결과, 결정계수 R^2은 0.9999, 수정 결정계수 R_a^2은 0.9998 로서 목표 수준인 0.95를 충분히 만족하였다. 이는 특성치 $\widehat{Y_1}$과 $\widehat{Y_2}$, 즉 돔 섬유응력의 최대값과 체결볼트 응력의 최대값과 같은 비선형성이 강한 특성치에 비해 보스 무게의 경우는 단순히 보스의 부피에 비례하기 때문에 2차 근사식으로도 충분한 설명력을 확보할 수 있다. 또한, Table 6으로부터 보스의 무게는 변수 L, θ에 지배적이며 교호작용 항 또한 L×θ의 영향이 매우 큼을 알 수 있는데, 이를 통해 보스의 부피는 변수 L과 θ에 크게 영향을 받음을 알 수 있다.

3. 최적설계

3.1 문제 정식화

돔 및 체결부의 구조 안전성을 고려한 보스의 경량 최적설계 문제 정식화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize} \quad \widehat{Y}_3 \\ &\text{subject to} \quad 0.77L^* \le L \le 1.73L^* \\ &0.72\theta^* \le \theta \le 1.62\theta^* \\ &0.89H^* \le H \le 1.19H^* \\ &0.65\psi^* \le \psi \le 1.94\psi^* \\ &\widehat{Y}_1 \le Y_1^* \\ &\widehat{Y}_2 \le Y_2^* \end{aligned} \quad (9)$$

Eq. 9에서 위첨자 '*'는 초기 모델에 대한 측정치를 나타낸다. 따라서 최적설계는 특정 설계변수 범위 내에서 초기 모델의 돔 섬유응력의 최대값과 체결볼트의 Von Mises 응력 최대값을 초과하지 않으며 보스 무게를 최소화하는 문제로 정식화된다.

3.2 최적설계 알고리즘

반응표면법을 이용한 근사모델링으로부터 도출된 특성치들에 대한 근사식은 2차 또는 3차 다항식으로 구성되었다. 따라서 다수의 비선형 제약조건이 존재하는 최적화 문제에 대해 탁월한 성능이 검증된 순차이차계획법(SQP)을 이용하여 최적화를 진행하였다. 변수들의 제약조건 내에서 최적의 값을 찾기 위해 각 변수들의 다양한 초기값을 알고리즘에 적용하였고, 이를 위해 순차이차계획법이 탑재된 상용 소프트웨어인 MATLAB optimization toolbox를 이용하였다.

3.3 최적설계 결과

Fig. 2(a)는 보스의 초기형상과 최적화된 보스 형상에 대한 비교를 나타내며, Fig. 2(b)는 최적화된 보스 형상에 대한 체결모습을 나타낸다. 그리고 Fig. 3은 특성치인 목적함수로서의 보스 무게와 제약조건으로서의 돔 섬유응력의 최대값과 체결볼트 Von Mises 응력의 최대값에 대한 최적화 히스토리를 초기 모델 대비 상대적인 비로 나타내고 있다.

Fig. 2(a)를 보면 최적화 모델의 보스 플랜지 길이가 초기 모델에 비하여 증가하였음을 알 수 있다. 이는 돔 부위 섬유와의 접촉 면적을 증가시킴으로써 섬유 응력을 감소시키기 위함이다. 또한, 초기 모델에 비해 변수 θ가 감소하고 H, ψ가 증가함으로써 보스의 무게가 감소하며, 체

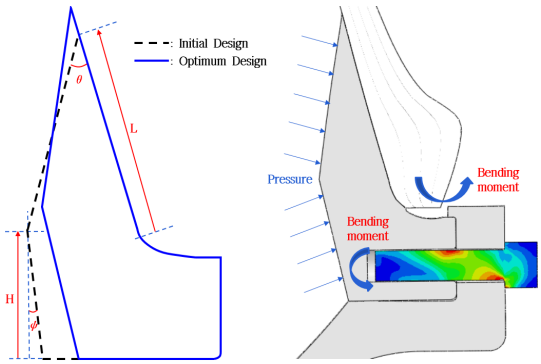

Fig. 2 Boss shape change and assembly illustration.

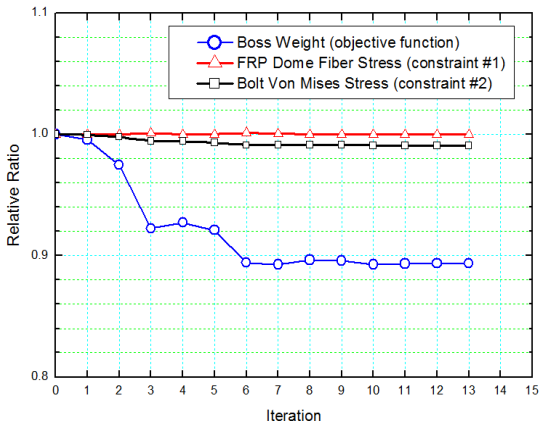

Fig. 3 Optimization history.

결부의 밑단 길이의 감소로 인해 볼트에 가해지는 굽힘 모멘트와 이로 인한 굽힘응력이 감소하게 된다. Fig. 3을 보면 두 제약조건은 상한치에 거의 근접하면서 목적함수인 무게가 약 10% 감소하였음을 알 수 있다. 세부적인 최적설계 결과는 Table 7에 정리하였으며, Fig. 4와 Fig. 5에 최적형상에 대한 구조해석을 통한 검증결과를 나타내었다.

Fig. 4는 실제 구조해석시 초기 모델과 최적화 모델의 동일한 위치인 중심선에서 돔 섬유응력의 최대값에 대해 비교를 한 것이다. 그래프를 보면 최적화 모델의 응력 최대값이 초기모델의 응력 최대값인 156.1 kg/mm^2 보다 약간 낮은 153.7 kg/mm^{2}을 보이기 때문에 최적설계가 타당함을 알 수 있다. 또한 반응표면모델의 응력값

Table 7. Optimization results.

	Initial Model	Optimum Model(RSM)	Verification
L	L^*	$1.12L^*$	
θ	θ^*	$0.80\theta^*$	
H	H^*	$1.19H^*$	
ψ	ψ^*	$1.94\psi^*$	
Y_1	Y_1^*	Y_1^*	$0.99\ Y_1^*$
Y_2	Y_2^*	$0.99\ Y_2^*$	$0.99\ Y_2^*$
Y_3	Y_3^*	$0.89\ Y_3^*$	$0.90\ Y_3^*$

*Measured Value for Initial Model

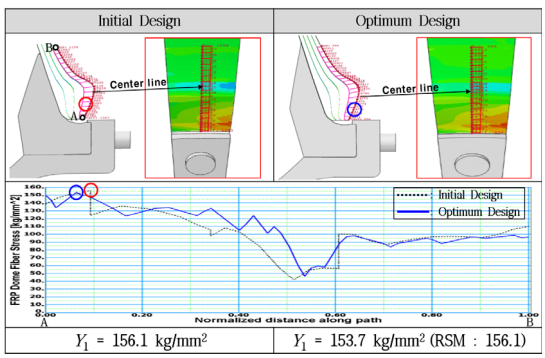

Fig. 4 Verification for maximum dome fiber stress.

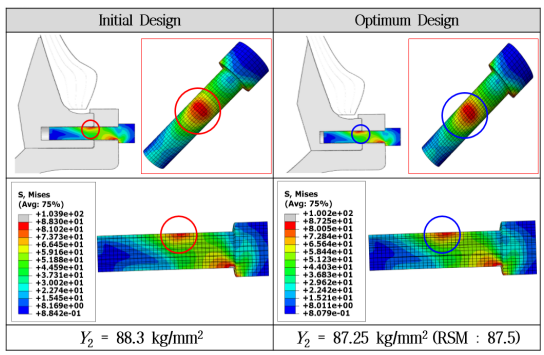

Fig. 5 Verification for maximum bolt Von Mises stress.

인 156.1 kg/mm^2 보다 낮은 것은 근사모델의 오차로 해석할 수 있다. 반면, 그래프에서 X축의 0.2 ~ 0.4 거리구간에서는 최적화 모델의 응력이 초기 모델의 응력보다 높음을 알 수 있는데, 이는 보스와 돔의 접촉 면적이 넓어짐으로 인해

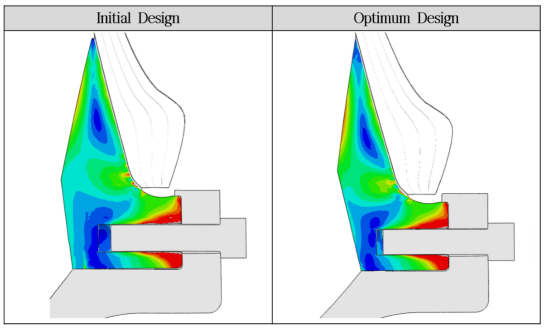

Fig. 6 Contour for boss yield strength scale.

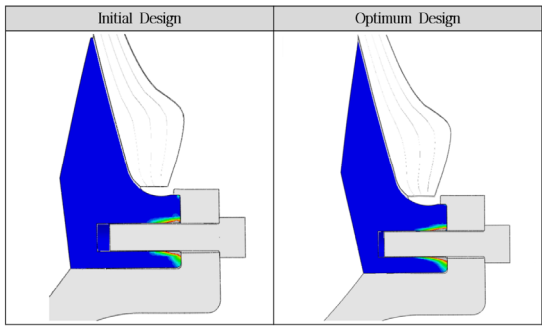

Fig. 7 Contour for boss plastic strain scale.

섬유가 받는 최대 응력은 줄이면서 총 에너지를 고르게 분산시키게 되었기 때문으로 판단된다. 따라서 돔 섬유의 구조적인 측면에서는 유리한 결과라고 볼 수 있다. 마찬가지로 Fig. 5는 구조해석시 초기 모델과 최적화 모델에 대한 체결볼트의 Von Mises 응력 최대값을 비교한 것이다. 최적화 모델은 초기 모델에 비해 보스 체결부 하단의 길이가 감소함으로써 볼트에 가해지는 굽힘 모멘트가 감소하게 된다. 이로 인해 보스의 무게가 감소하였음에도 불구하고 볼트의 응력은 초기모델과 유사함을 알 수 있다. 이 때 실제 볼트의 파단은 Fig. 5와 같이 굽힘을 받는 부분에서 발생하기 때문에 볼트 목 부분의 응력 피크치는 해석 기준에서 제외하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 내압 변형에 의한 보스의 구조 안전성 확인을 위해, 초기 모델과 최적화 모델의 Von Mises 응력 및 소성변형 정도를 보스 단면에 대하여 각각 비교한 것이다.

보스의 구조 안전성은 보스 플랜지의 전단파괴 및 체결볼트에 의한 체결부 손상 여부에 달려있다. 따라서 내압에 의한 보스의 항복 정도와 소성변형 정도를 통해 이를 판단하며, Fig. 6은 보스의 항복강도를 최대값으로 두었을 때의 보스 단면의 응력상태를 보여준다. 이때 항복강도는 빨간색으로 표시되며, 항복강도보다 큰 영역은 회색으로 표시된다. 즉, Fig. 6을 통해 초기 모델과 유사하게, 최적화 모델의 플랜지 전단파괴는 발생하지 않으며 체결부에 미세한 소성변형이 발생하지만 큰 손상으로 이어지지는 않을 것으로 판단된다. Fig. 7은 소성변형 정도를 나타내며, 마찬가지로 최적화 모델의 구조 안전성에는 문제가 없을 것으로 판단된다.

결과적으로 실제 구조해석을 통해 돔 섬유응력 및 체결볼트 응력, 보스의 응력과 같은 구조 안전성 기준을 모두 만족하면서 무게를 약 10% 감소시킨 보스 경량 최적설계기법의 효용성을 검증하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 반응표면법을 이용한 복합재 연소관의 금속 보스에 대한 4변수 형상 최적설계기법을 제안하였다. 설정된 변수들은 주어진 보스의 형상에 대한 자유도를 최대화함으로써 설계변수의 누락을 최소화하였으며, 이를 통해 최적화의 성능을 극대화하였다. 최적설계 결과, 최적 보스 형상은 제한된 구조 안전성을 모두 만족시키며 초기 모델 대비 약 10%의 경량화를 이룰 수 있었다. 향후, 금속 보스뿐만 아니라 다양한 부품들에 대한 근사모델 기반 최적설계기법이 적용될 수 있을 것으로 예상된다.

References

1. Tackett, E.W., Merrell, G.A. and Kulkarni, S.B., “Carbon Pressure Vessel Performance with Changing Dome Profiles,” *20th Joint Propulsion Conference*, Brigham City, U.T.,

U.S.A., Jun. 1984.
2. Darais, M. A., "Effect of Delaminations on a 63-Inch Kevlar®/Epoxy Composite Rocket Motor Case," *26th Joint Propulsion Conference*, Brigham City, U.T., U.S.A., Jul. 1990.
3. Ger, G.S., Hwang, D.G., Chen, W.Y. and Hsu, S.E., "Design and Fabrication of High Performance Composite Pressure Vessels," *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, Vol. 10, No. 2, pp.157-163, 1988.
4. James, D.E. and James, A.Y., "Graphite Epoxy Pressure Vessel Dome Reinforcement Study," *32nd International SAMPE Symposium*, Aneheim, C.A., U.S.A., Apr. 1987.
5. Yamashita, A., Kondo, M., Goto, S. and Ogami, N., "Development of High-Pressure Hydrogen Storage System for the Toyota "Mira"," SAE Technical Paper 2015-01-1169, 2015.
6. Sorrentino, L. and Tersigni, L., "Performance Index Optimization of Pressure Vessels Manufactured by Filament Winding Technology," *Advanced Composite Materials*, Vol. 24, No. 3, pp.269-285, 2015.
7. Box, G.E.P. and Draper, N.R., *Empirical Model Building and Response Surfaces*, John Wiley & Sons, New York, N.Y., U.S.A., 1987.
8. "MATLAB Optimization Toolbox User's Guide (2015)," The MathWorks, Inc, 2015.