

복합적층 평패널의 최소중량화설계

원종진* · 이종선** · 윤희중*** · 홍석주****

Minimum Weight Design of Stiffened Laminated Composite Flat Panel

Chong Jin Won*, Jong Sun Lee**, Hee Joung Youn*** and Suck Ju Hong****

요 약 본 논문에서는 복합적층 평패널의 최소중량화설계를 수행하기 위하여 길이방향 보강재로 보강된 평패널에 축압축 하중이 작용할 경우 좌굴하중을 구한다. 또한 좌굴에 대한 최소중량화설계를 유한차분에너지법을 이용한 선형좌굴이론과 비선형좌굴이론에 의해서 구하고 비선형 탐색 최적설계기법 ADS를 활용하여 해석한다. 복합적층 평패널의 종횡비는 1, 3, 7에 대하여 고려하였다.

Abstract This study is object to minimum weight design of stiffened laminated composite flat panel. Various buckling load factors are obtained for stiffened laminated composite flat panels with rectangular type longitudinal stiffeners and various aspect ratios, which are made from Carbon/Epoxy USN150 prepreg and are simply-supported on four edges under uniaxial compression.

Key Words : Minimum Weight Design, Flat Panel, Axial Compression, Aspect Ratio, Automated Design Synthesis

1. 서 론

복합재료는 금속재료에 비해서 비강성, 비강도, 비탄성률이 크므로 사용재료의 중량감소가 중요한 설계조건이 되는 항공우주산업 분야의 구조물 소재로서 많이 사용되고 있으며, 자동차 산업에서도 그 사용이 점차 증가되고 있다. 금속재료에 의한 설계에 비해서 상당히 큰 중량감소를 얻을 수 있는 Carbon, Glass, Boron, Graphite 등과 같은 고강도 섬유로 된 복합재료는 항공기 및 우주 구조물, 미사일 동체, 압력용기, 자동차 등에서 점점 기존의 재료를 대체해 나가는 추세이다.

복합적층(laminated composite) 구조물은 각 단층(lamina)의 방향성과 적층구조에 기인한 이방성에 의하여 복잡한 기계적 거동을 보인다. 일반적으로 복합적층패널은 적절한 섬유방향과 적층순서의 선택에 의해 구조물의 좌굴에 대한 저항력을 향상시킬 수 있을 뿐만 아니라 사용목적에 따른 최소중량화설계가 가능하다.

Simites 등[1, 2]은 변화된 Simplex기법을 사용하여

조합하중이 작용하고 있는 보강된 원통셀의 최소중량화설계를 수행하였으며, Pappas 등[3, 4]은 DAP3를 개발하여 잠수함 압력선체의 최소중량화 설계문제를 해석하였다. Anderson 등[5]은 항공기 구조물의 최적설계를 위하여 구조용 프로그램인 VIPASA와 비선형 최적화기법인 CONMIN[6, 7]의 조합된 컴퓨터 프로그램 PASCOS를 개발하였으며, 이는 단축보강 복합적층평판 및 보강패널의 최소중량화 설계에 널리 사용되고 있다. Agarwal 등[8]은 비선형 수학적기법을 사용하여 축압축하중이 작용하는 Graphite/epoxy의 복합적층원통셀의 최적화를 수행하였으며, Dickson[9]과 Bushnell[10, 11]은 CONMIN을 사용하고, Qiu[12]는 David-Fletcher-Powell 기법을 사용하여 보강된 복합적층패널과 원통셀의 최적설계문제를 후좌굴영역까지 확장 해석하였다.

본 논문에서는 복합적층 평패널의 최소중량화설계를 수행하기 위하여 길이방향 보강재로 보강된 평패널에 축압축하중이 작용할 경우 좌굴하중을 구한다. 또한 좌굴에 대한 최소중량화설계를 유한차분에너지법을 이용한 선형좌굴이론과 비선형좌굴이론에 의해서 구하고 비선형 탐색 최적설계기법 ADS를 활용하여 해석한다. 복합적층 평패널의 종횡비는 1, 3, 7에 대하여 고려하였다.

*국민대학교 기계·자동차공학부
**대전대학교 기계설계공학과
***인천기능대학 자동차시스템과
****조선대학교 기계공학과

2. 이 론

복합적층 평패널에 대한 좌굴이론은 Figure 1과 같이 막변형 전좌굴(membrane prebuckling)상태로부터 고전 좌굴하중(classical buckling loads)을 구하는 전좌굴 해석과 유한차분에너지법을 사용하여 실제 전좌굴(actual prebuckling) 상태로부터 실제 좌굴하중(actual buckling loads)을 산정하는 좌굴해석으로 구분된다. 보강된 평패널의 좌굴하중은 보강재의 역학적 특성이 균배된 상태로 가정하여 산정한다.

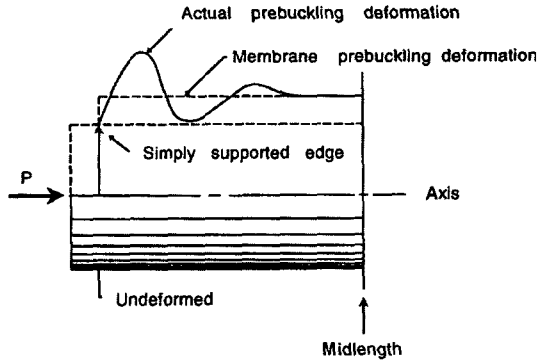


Figure 1. Actual and membrane prebuckling deformation near the end of a simply supported flat panel

2.1 전좌굴 해석

복합적층 평패널에 면내하중가 작용하는 경우 막변형률 $\epsilon_x^0, \epsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$ 는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{12} & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서 C_{ij} 는 전좌굴 강성계수이다.

식 (1)로부터 평패널 skin의 길이 및 원주방향 합응력 N_{xsk}, N_{ysk} 와 길이 및 원주방향 보강재의 축방향 합응력 N_{xs}, N_{yr} 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} N_{xsk} &= N_x - N_{xs}/l_s \\ N_{ysk} &= N_y - N_{yr}/l_r \\ N_{xs} &= E_s \epsilon_x^0 t_s \\ N_{yr} &= E_r \epsilon_y^0 t_r \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 t_s, t_r 은 길이 및 원주방향 보강재의 두께를 나타낸다. 복합적층 평패널 k번째 층의 전좌굴 응력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_1^k &= E_{11}^k \epsilon_1^k + E_{12}^k \epsilon_2^k \\ \sigma_2^k &= E_{12}^k \epsilon_1^k + E_{22}^k \epsilon_2^k \\ \tau_{12}^k &= G^k \gamma_{12}^k \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $\epsilon_1^k, \epsilon_2^k, \gamma_{12}^k$ 는 주재료방향 변형률이다.

식 (3)으로부터 k번째 층의 상당응력은 다음과 같다.

$$f_e^k = [(\sigma_1^k)^2 + (\sigma_2^k)^2 - \sigma_1^k \sigma_2^k + 3(\tau_{12}^k)^2]^{1/2} \quad (4)$$

2.2 좌굴 해석

좌굴변형시 변형에너지와 일은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \int_0^{y_{max}} \int_0^{x_{max}} [\epsilon^b]^T [C^b] [\epsilon^b] dx dy \\ W &= \frac{1}{2} \int_0^{y_{max}} \int_0^{x_{max}} [N_x(w_x^b)^2 + N_y(w_y^b)^2 \\ &+ 2N_{xy}w_x^b w_y^b] dx dy \end{aligned} \quad (5)$$

x, y, z축방향 변위성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} u &= An^2 m [\sin(ny - mx) + \sin(ny + mx)] \\ v &= Bn [\sin(ny - mx) - \sin(ny + mx)] \\ w &= C [\cos(ny - mx) + \cos(ny + mx)] \end{aligned} \quad (6)$$

전포텐셜에너지 Π 를 구하면 다음과 같다.

$$\Pi (= U - W) = [u, v, w] \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서 a_{ij} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a_{11} &= (C_{11}m^2 + C_{33}n^2)m^2n^4 \\ a_{12} &= -(C_{12} + C_{33})m^2n^4 \\ a_{13} &= -C_{14}m^4n^2 \\ a_{22} &= (C_{22}n^2 + C_{33}m^2)n^2 \\ a_{23} &= C_{25}n^4 \\ a_{33} &= [2C_{44}m^2/n^2 + 2(C_{45} + 2C_{66}) \\ &+ C_{55}n^2/m^2]m^2n^2 \end{aligned} \quad (8)$$

식 (7)에 최소포텐셜에너지원리를 적용하면 4변이 단 순지지인 경우의 좌굴하중계수는 다음과 같다.

$$\lambda_j = \frac{a_{33} + \frac{2a_{12}a_{13}a_{23} - a_{22}a_{13}^2 - a_{11}a_{23}^2}{a_{11}a_{22} - a_{12}^2}}{-(N_{xj}m^2 + N_{yj}n^2 + 2N_{xyj}mn)} \quad (9)$$

3. 수치 예

3.1 해석모델

본 논문에서는 복합적층 평패널에 축압축하중이 작용하는 경우 종횡비의 변화에 따른 설계변수들의 영향을 검토한다. 사용된 복합재료는 에폭시 수지계에 탄소 섬유를 함침시킨 USN150이며, 적층구조는 skin의 경우 $[0/\pm 0/90]_s$, 보강재의 경우 $[0/\pm 0/90]_s$ 와 같이 대칭적층으로 재료적 성질과 기하학적 성질은 다음과 같다.

$$E_{11} = 123.62 \text{ GPa}$$

$$E_{22} = 9.65 \text{ GPa}$$

$$G_{12} = 5.38 \text{ GPa}, \nu_{12} = 0.33$$

$$L_2 = 254 \text{ mm}, t = 1.1988 \text{ mm}$$

종횡비를 $L_1/L_2 = 1, 3, 7$ 로 변화시켜 해석하고, 수치 해석을 위한 컴퓨터 프로그램은 FOTRAN77로 작성하였다.

4. 결과 및 검토

Figure 2는 평패널의 종횡비의 변화에 따른 목적함수의 수렴도를 나타낸다.

Figure 3은 평패널의 최적설계 결과에 따른 변형전 평패널형상을 나타내고, Figure 4는 고유모드의 변화에 따른 좌굴모드형상을 나타낸다.

Figure 5~10은 보강된 복합적층 평패널의 경우 선형 좌굴이론과 폐형해석 및 유한차분에너지법에 의하여 종횡비의 변화에 따라 산정된 최적설계변수, skin의 두께 t_{sk} , 보강재의 두께 t_s , 폭 d_s 및 간격 l_s , 복합적층각 θ 그리고 목적함수인 최소중량 W 를 각각 보여주고 있다. 그림으로부터 설계변수 t_{sk} , t_s , d_s , l_s , θ 등은 선형 좌굴이론에 대하여 폐형해석 및 유한차분에너지법에 의해 다소 차이는 있으나 종횡비의 증가에 따라 증가하는 것을 알 수 있다. $L_1/L_2=7$ 인 경우에 그 차이가 커진다. 이러한 결과는 종횡비가 커질수록 복합적층 구조물의 설계변수에 큰 영향을 끼치는 것을 알 수 있다. 또한

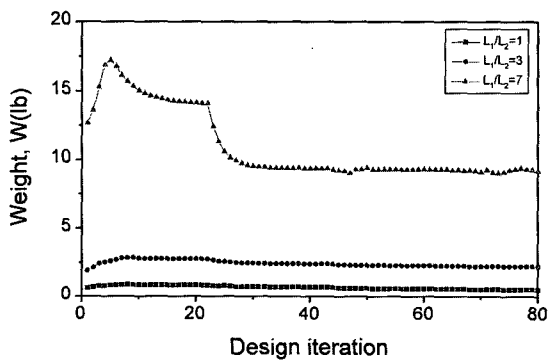


Figure 2. Convergence curve of objective function (weight), W

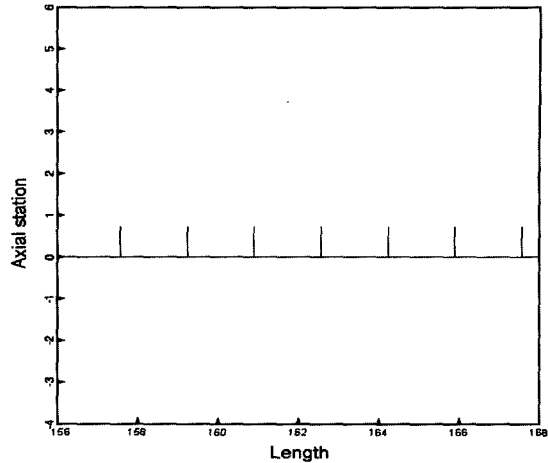


Figure 3. Model geometry with aspect ratio $L_1/L_2=1$

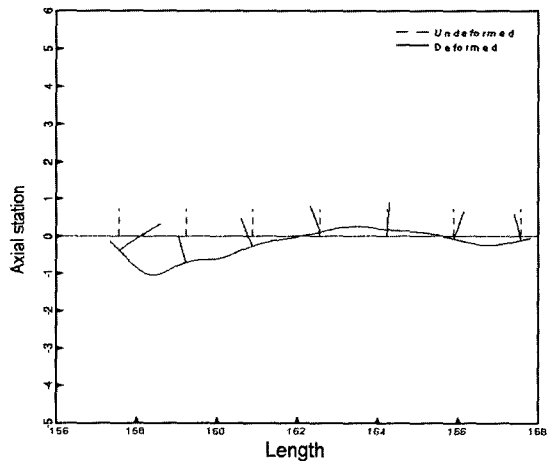


Figure 4. Buckling mode shape with aspect ratio $L_1/L_2=1$ when $\lambda = 1.162$

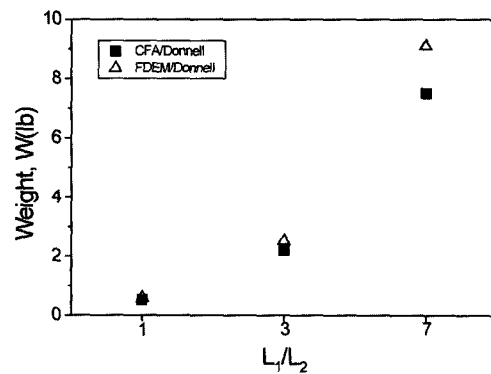


Figure 5. Objective function (weight), W by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

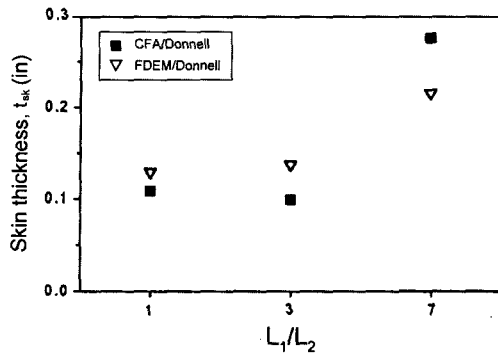


Figure 6. Skin thickness, t_{sk} by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

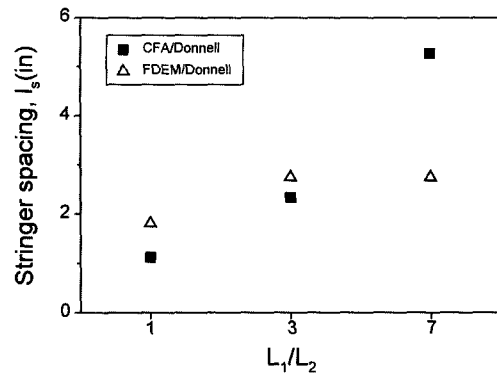


Figure 9. Stringer spacing, l_s by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

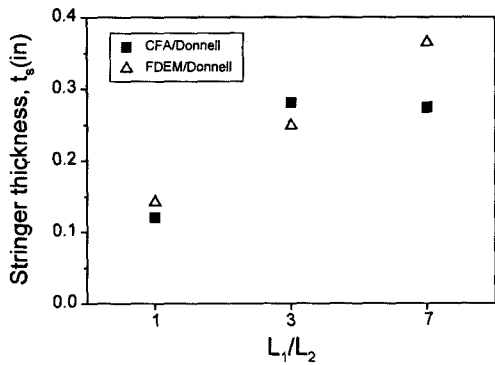


Figure 7. Stringer thickness, t_s by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

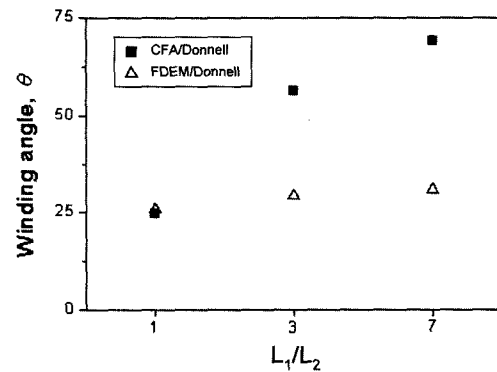


Figure 10. Winding angle, θ by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

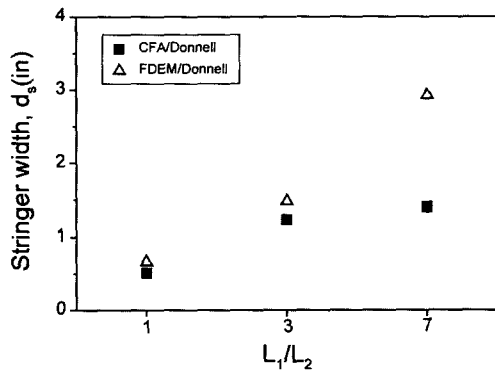


Figure 8. Stringer width, d_s by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

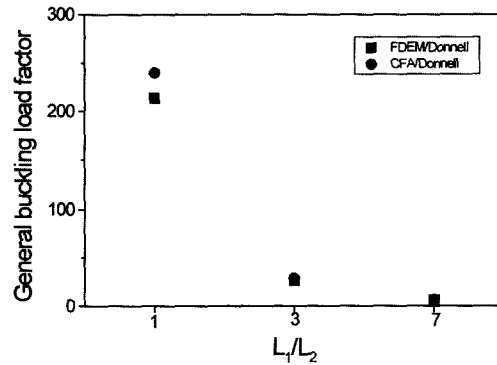


Figure 11. General buckling load factor, λ by CFA and FDEM with Donnell's linear deformation theory

Figure 8과 Figure 9에서 볼 수 있듯이 종횡비가 커지면 보강재의 폭과 간격이 그 영향을 많이 받음을 알 수 있다.

Figure 11은 최소중량화설계시 종횡비의 변화에 따라 산정된 전체 좌굴하중계수를 보여주고 있다. 최소중량화설계에 따른 전체좌굴하중계수는 종횡비의 증가에 따라 감소함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 복합재료 USN150으로 만들어진 복합 적층 평패널에 대하여 종횡비의 변화에 따른 좌굴하중계수를 선형 좌굴이론과 폐형해석 및 유한차분에너지법

에 의하여 산정하고, 비선형 탐색 최적설계기법인 ADS를 사용하여 좌굴에 대한 최소중량화설계 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 복합적층 평패널에 대한 본 연구결과는 기존 복합적층 구조물인 복합적층평판, 복합적층 셸구조물에 대한 연구결과와 거의 유사한 값을 나타내었다.

(2) 종횡비의 변화에 따른 좌굴하중계수를 각각 산정하고, 좌굴에 대한 최적설계변수 및 설계여유 등을 구하고 좌굴모드형상도 구하였다.

(3) 평패널의 최적설계변수는 선형 좌굴이론 그리고 폐형해석 및 유한차분에너지법에 따라 다소 차이는 있으나, 종횡비의 증가에 따라 증가하고, 전체 좌굴하중계수는 종횡비의 증가에 따라 감소함을 알 수 있다.

참고문헌

- [1] Simites, G.J. and Ungbhakorn, V., "Minimum Weight Design of Stiffened Cylinders under Axial Compression," AIAA Journal Vol. 13, No. 6, pp. 750-755, 1975.
- [2] Simites, G.J. and Ungbhakorn, V., "Minimum Weight Design of Stiffened Cylinders under Axial Compression with and without Lateral Pressure," Computer & Structure, Vol. 8, pp. 19-30, 1975.
- [3] Pappas, M. and Amba-Rao, C.L., "A Direct Search Algorithm for Automated Optimum Structural Design," AIAA Journal Vol. 9, pp. 387-393, 1971.
- [4] Pappas, M. and Allentuch, A., "Pressure Hull Optimization Using General Instability Equation Admitting More Than One Longitudinal Buckling Half-Wave," Journal of Research, Vol. 19, pp. 18-22, 1975.
- [5] Anderson, M.S. and Stroud, W.J., "General Panel Sizing Computer Code and Its Application to Composite Structural Panels," AIAA Journal, Vol. 17, pp. 892-897, 1979.
- [6] Zoutendijk, G., Method of Feasible Direction, Elsevier Publishing Co., Amsterdam. 1960.
- [7] Vanderplaats, G.N., "CONMIN - A FORTRAN Program for Constrained Function Minimization," NASA TM X-62-282, version updated in March 1975, Ames Research Center, Moffett Field, CA. 1973.
- [8] Agarwal, B.L., and Sobel, L.H., "Weight Comparisons of Optimized Stiffened, Unstiffened, and Sandwich Cylindrical Shells," J. Aircraft, Vol. 14, No. 10, pp. 1000-1008, 1977.
- [9] Dickson, J.N., Biggers, S.B. and Wang, T.S., "A Preliminary Design Procedure for Composite Panels with Open-Section Stiffeners Loading in the Post-buckling Range," In Advanture in Composite Material, Vol. 1, pp. 812-825, 1980.
- [10] D. Bushnell, "PANDA-Interactive Program for Minimum Weight Design of Stiffened Cylindrical Panel and Shells", Computers and Structures, Vol. 16, pp. 167-185, 1983.
- [11] D. Bushnell, Theoretical Basis of the PANDA Computer Program for Preliminary Design of Stiffened Panel under Combined In-Plane Loads", Computers and Structures, Vol. 27, No. 4, pp. 541-563, 1987.
- [12] Qiu, R., "Weight Optimization of Stiffened Cylinders under Axial Compression," Computers and Structures, Vol. 21, No. 5, pp. 945-952, 1985.