

THIẾT KẾ NHÍP Ô TÔ BẰNG VẬT LIỆU COMPOSITE SỢI CARBON DESIGN OF THE AUTOMOTIVE LEAF SPRING USING CARBON FIBER REINFORCED COMPOSITE

Đỗ Thành Trung, Phạm Sơn Minh, Châu Thị Thân
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. HCM

TÓM TẮT

Ngày nay, nhíp ô tô (nhíp) bằng vật liệu composite đang được nghiên cứu để thay thế nhíp bằng vật liệu truyền thống là thép, nhằm tăng độ bền và giảm trọng lượng. Mục đích chính của nghiên cứu này là dựa vào kết quả mô phỏng trên phần mềm ANSYS Workbench 12 để đánh giá ứng suất và khả năng mang tải, từ đó chọn mô hình tối ưu nhíp bằng vật liệu composite. Đồng thời, kết quả ứng suất và năng lượng biến dạng đàn hồi của nhíp bằng vật liệu composite cũng được so sánh với nhíp bằng vật liệu thép. Kết quả cho thấy cùng một tải trọng nhưng ứng suất lớn nhất của nhíp bằng composite nhỏ hơn nhíp bằng thép khoảng 14.2%; năng lượng biến dạng đàn hồi của nhíp bằng composite lớn hơn của thép ($12 \times 10^{-4} > 1.9 \times 10^{-4}$); khối lượng của nhíp giảm đến 75 % khi được chế tạo bằng vật liệu composite.

Từ khóa: nhíp, composite, ứng suất.

ABSTRACT

Nowadays, the composite leaf spring of automobile suspension is widely studying in the replacement of steel leaf spring due to high strength to weight ratio. The main objective of this paper is to study stress and loading capacity for the optimal design of the composite leaf spring based on the finite element analysis of ANSYS Workbench 12. Several models of composite leaf spring are considered and compared with the existing steel leaf spring for the stress and elastic strain energy. The results showed that the composite leaf spring had stress smaller than the steel leaf spring about 14.2 %; the elastic strain energy of composite leaf spring was larger than that of steel leaf spring ($12 \times 10^{-4} > 1.9 \times 10^{-4}$); the weight reduction of composite leaf spring was about 75 %.

Key words: leaf spring, composite, stress

I. GIỚI THIỆU

Trong ô tô tải nhẹ, nhíp có nhiệm vụ làm giảm rung xóc khi xe vận hành trên đường không bằng phẳng, tạo điều kiện cho bánh xe dao động theo phương thẳng đứng, tránh dao động lắc ngang hay lắc dọc đồng thời đảm bảo truyền lực và mô men ổn định. Trọng lượng của nhíp bằng vật liệu truyền thống (thép) nặng hơn tất cả các cơ cấu đàn hồi khác. Nhíp kê cả giảm chấn chiếm từ 5.5 % đến 8 % trọng lượng bản thân ô tô và thời gian phục vụ ngắn [1].

Ngày nay, vật liệu composite đang được nghiên cứu rộng rãi trong nhiều lĩnh vực, đặc

biệt là nghiên cứu chế tạo các chi tiết máy trong ngành công nghiệp ô tô [2-4]. Gulur Siddaramanna Shiva Shankar và Sambaga Vajayarangan (2006) đã khảo sát các kích thước của một nhíp bằng thép bởi các công thức thiết kế. Sau đó, sử dụng ngôn ngữ C viết chương trình thiết kế tối ưu một lá nhíp bằng vật liệu composite. Ngoài ra, tác giả sử dụng phương pháp chế tạo composite bằng tay để chế tạo lá nhíp bằng hỗn hợp vật liệu E-glass/Epoxy, đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật và có độ bền tốt [5].

Trong thực tế, các nhà nghiên cứu luôn tìm cách để giảm khối lượng của các chi tiết

trong ô tô nhưng đồng thời phải đảm bảo được các yêu cầu về kỹ thuật và kinh tế [6, 7]. Cho nên, việc nghiên cứu thiết kế nhíp để có thể chế tạo bằng vật liệu composite với sợi carbon và nền epoxy nhằm tăng độ bền và giảm khối lượng là rất cần thiết và được thể hiện trong bài báo này.

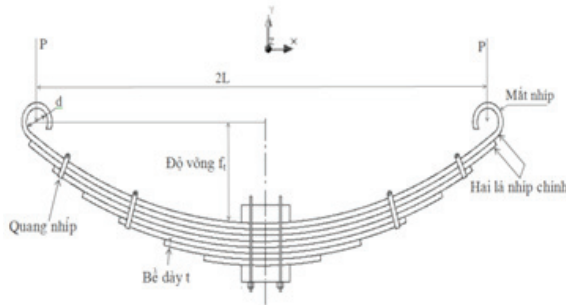
II. NHÍP BẰNG THÉP

2.1. Vật liệu chế tạo

Nhíp bằng thép thường được chế tạo từ loại thép đàn hồi có thành phần carbon nằm trong khoảng 0.5 % – 0.7 %, sau tôi và ram trung bình có giới hạn đàn hồi cao. Trong đó, nhíp bằng vật liệu thép trong hệ thống treo của ô tô tải nhẹ có mô đun đàn hồi $E = 2.1 \times 10^5$ (MN/m²), hệ số Poisson $\nu = 0.26$, khối lượng riêng $\rho = 7850$ kg/m³ [1, 4].

2.2. Cấu tạo của nhíp

Nhíp bằng thép trong hệ thống treo của ô tô tải nhẹ có cấu tạo như Hình 1, gồm tổng cộng 7 lá, trong đó có 2 lá nhíp chính, độ dài nhíp: 1100 mm, độ võng: 170 mm, bề rộng: 34 mm, bề dày của mỗi lá nhíp: 5.5 mm, khối lượng của nhíp không tính tai và các quang nhíp: 9.2 kg [1, 5].

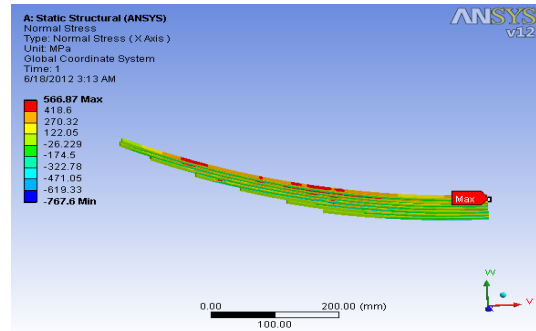


Hình 1: Cấu tạo nhíp bằng thép.

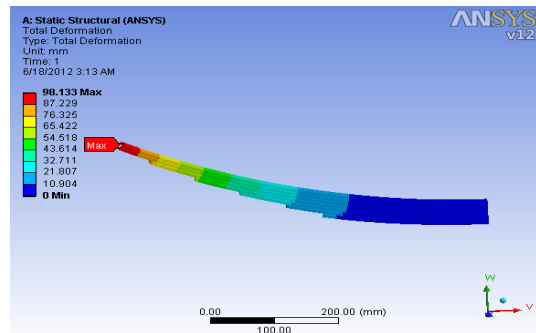
2.3. Mô phỏng nhíp bằng thép

Nhíp có hình dạng đối xứng nên tác giả chọn 1/2 nhíp để mô phỏng trên phần mềm ANSYS 12 với các điều kiện biên như sau [4, 8, 9]: cố định tại giữa lá nhíp và đặt lực tác dụng lên nhíp ở trạng thái tải tĩnh tại mắt nhíp, $F = 2465$ N. Kết quả mô phỏng ứng suất và chuyển vị được thể hiện trên Hình 2 và 3. Ứng suất lớn nhất là 566.87 MPa, tập

trung trên lá nhíp chính. Chuyển vị lớn nhất là 98.133 mm tại vị trí đầu nhíp.



Hình 2: Kết quả mô phỏng ứng suất của nhíp bằng thép.



Hình 3: Kết quả mô phỏng chuyển vị của nhíp bằng thép.

Cấu tạo của nhíp bằng thép gồm nhiều lá nên trong quá trình làm việc sẽ sinh ra lực ma sát giữa các lá nhíp. Từ đó, sinh ra ứng suất tiếp xúc cao và trong điều kiện dao động dễ sinh ra vết nứt trên bề mặt lá nhíp. Đây là một trong những nguyên nhân ảnh hưởng đến tuổi thọ của nhíp [4, 9]. Ngoài ra, lực ma sát còn ảnh hưởng đến độ êm dịu của ô tô trong quá trình di chuyển. Khi ô tô ít xóc thì lực truyền qua nhíp bé hơn lực ma sát nên nhíp bị hãm chặt thành một khối, lúc này ô tô chỉ dao động trên bánh xe và độ êm dịu chuyển động sẽ kém đi. Nhưng khi ô tô dao động với biên độ lớn thì lực ma sát lại không đủ lớn để tắt nhanh dao động. Cho nên, để giảm ma sát, tăng tuổi thọ và đặc biệt là giảm trọng lượng của nhíp thì thiết kế nhíp 1 lá bằng vật liệu composite là rất cần thiết và được thực hiện trong nghiên cứu này.

I. NHÍP BẰNG COMPOSITE

3.1. Điều kiện mô phỏng

Mô phỏng trên phần mềm ANSYS Workbench 12 với điều kiện biên và vị trí đặt tải tác dụng tương tự như mô hình nhíp bằng thép. Trong đó, lực tác dụng lên nhíp là 2465 N và vật liệu là composite sợi carbon tẩm sẵn nhựa epoxy, có thông số như Bảng 1 [2, 3, 10].

Bảng 1: Đặc trưng vật liệu composite sợi carbon tẩm sẵn nhựa epoxy.

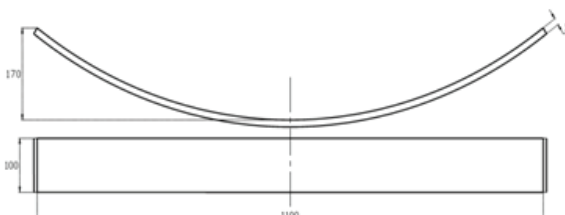
| | |
|--|--------|
| Mô đun đàn hồi dọc chiều sợi E_1 (MPa) | 131000 |
| Mô đun đàn hồi ngang E_2 (MPa) | 6200 |
| Mô đun trượt G (MPa) | 4830 |
| Hệ số Poisson | 0.25 |
| Chiều dày (mm) | 0.1 |

3.2. Kết quả mô phỏng

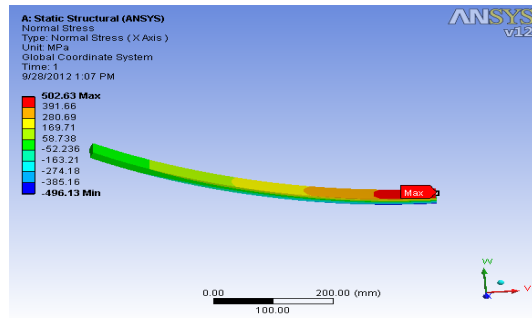
Trong nghiên cứu này, một số mô hình nhíp bằng vật liệu composite loại 1 lá nhíp với các hình dạng cơ bản được đưa ra để phân tích ứng suất với lực tác dụng như nhau, sau đó chọn mô hình tối ưu. Điều kiện chung của các mô hình nghiên cứu là không đổi về thể tích và tiết diện mặt cắt ngang, chiều dài giữa hai mắt nhíp: $l = 1100$ mm và độ võng: $f_t = 170$ mm. Tuy nhiên, các kích thước khác và hình dạng có thể thay đổi, cụ thể như sau:

Mô hình I: Nhíp có kích thước bề dày $t = 13$ mm và bề rộng $b = 100$ mm như Hình 4.

Kết quả mô phỏng ứng suất được thể hiện như Hình 5 với ứng suất lớn nhất là 502.63 MPa tại vị trí chính giữa của lá nhíp.

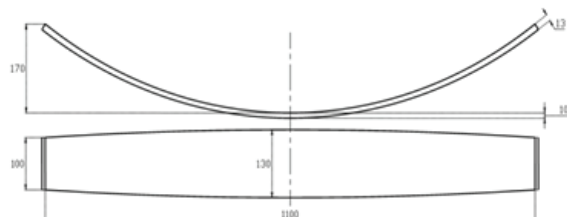


Hình 4: Mô hình I.

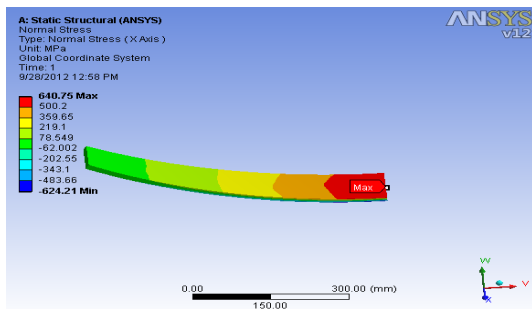


Hình 5: Ứng suất lớn nhất của mô hình I.

Mô hình II: Nhíp có bề dày và rộng thay đổi như Hình 6. Tại vị trí 2 đầu lá nhíp có bề dày $t_1 = 13$ mm và bề rộng $b_1 = 100$ mm. Tại vị trí chính giữa của lá nhíp có bề dày $t = 10$ mm và bề rộng $b = 130$ mm.



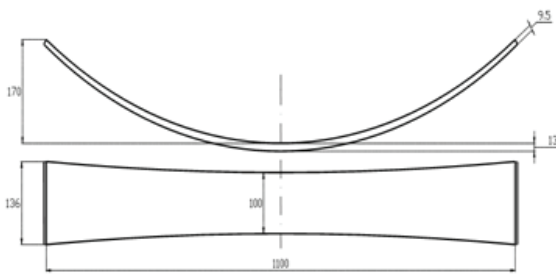
Hình 6: Mô hình II.



Hình 7: Ứng suất lớn nhất của mô hình II.

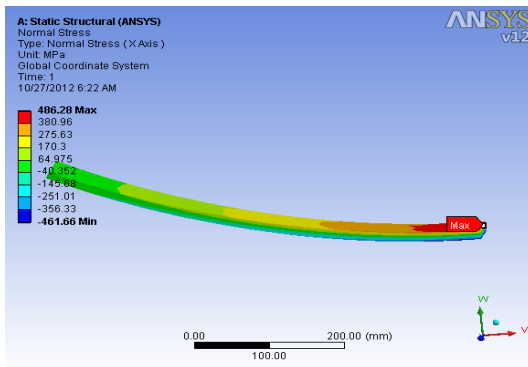
Kết quả thu được ứng suất của Mô hình II như Hình 7. Ứng suất lớn nhất là 640.75 MPa và tập trung tại vị trí chính giữa lá nhíp.

Mô hình III: Nhíp có bề dày và bề rộng thay đổi như Hình 8. Tại vị trí 2 đầu lá nhíp có bề dày: $t_1 = 9.5$ mm và bề rộng: $b_1 = 136$ mm. Tại vị trí chính giữa của lá nhíp có bề dày: $t = 13$ mm và bề rộng: $b = 100$ mm.



Hình 8: Mô hình III.

Kết quả thu được ứng suất của Mô hình III như Hình 9. Ứng suất lớn nhất là 486.38 MPa.



Hình 9: Ứng suất lớn nhất của mô hình III.

3.3. Đánh giá kết quả mô phỏng

Bảng 2: Ứng suất lớn nhất của Mô hình I, II và III.

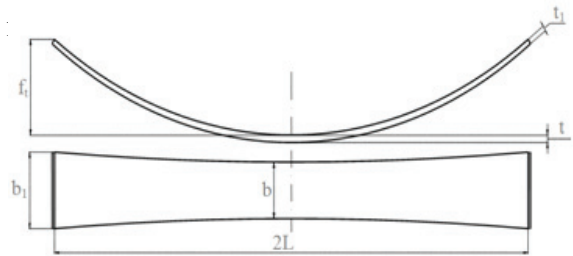
| Mô hình nhíp | I | II | III |
|-------------------------|--------|--------|--------|
| Lực tác dụng (N) | 2465 | 2465 | 2465 |
| Ứng suất lớn nhất (MPa) | 502.63 | 640.75 | 486.38 |

Mô hình I, II và III có cùng thể tích với khối lượng 2.3 kg và diện tích mặt cắt ngang 1300 mm², tuy nhiên hình dáng hình học là khác nhau (Hình 4, 6 & 8). Với điều kiện biên như nhau và lực tác dụng là 2465 N, kết quả mô phỏng được tổng hợp ở Bảng 2. So sánh kết quả của 3 mô hình thì Mô hình III

có ứng suất tập trung là nhỏ nhất, nhỏ hơn Mô hình I với giá trị 16.25 MPa, tương ứng 3.2 % và nhỏ hơn Mô hình II với giá trị 154 MPa, tương ứng 24 %. Vì vậy, Mô hình III là mô hình tốt nhất của nhíp bằng vật liệu composite.

3.4. Khảo sát ảnh hưởng của bề rộng nhíp đến khả năng mang tải

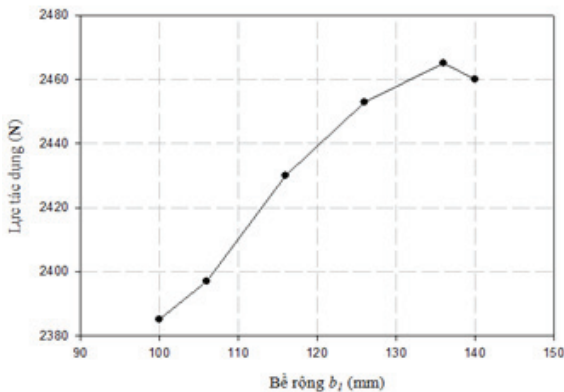
Kích thước tổng quát của mô hình tối ưu (Mô hình III) được mô tả như Hình 10. Để khảo sát ảnh hưởng của bề rộng nhíp đến khả năng mang tải, bề rộng b_1 tại hai đầu lá nhíp được thay đổi thông qua tỉ lệ giữa b và b_1 , trong đó b là bề rộng tại vị trí giữa lá nhíp với giá trị không đổi ($b = 100$ mm). Đồng thời, thể tích và tiết diện mặt cắt ngang của



Hình 10: Kích thước tổng quát của mô hình tối ưu nhíp bằng composite.

- ✓ Với $\frac{b}{b_1} > 1$ thì mô hình tương tự như mô hình II nên không phải là mô hình tối ưu.
- ✓ Với $\frac{b}{b_1} = \frac{100}{100} = 1$ thì mô hình tương tự như mô hình I nên cũng không phải là mô hình tối ưu.
- ✓ Với $\frac{b}{b_1} < 1$. Lần lượt chọn các tỉ lệ khảo sát là $\frac{100}{106}$, $\frac{100}{116}$, $\frac{100}{126}$, $\frac{100}{136}$ và $\frac{100}{144}$. Trong các trường hợp này, b đều có giá trị không đổi nên kết quả mô phỏng có thể biểu diễn theo b_1 với mối quan hệ giữa lực tác dụng và b_1 được thể hiện như Hình 11.

nhíp cũng tăng theo nhưng tăng đến $b_1 = 136$ mm thì lực tác dụng không tăng nữa. Với kích thước này thì mô hình nhíp là tốt nhất, chịu lực tác dụng lớn nhất. Vì vậy, mô hình tối ưu của nhíp composite có bề rộng tại giữa lá nhíp $b = 100$ mm và bề rộng tại hai đầu nhíp $b_1 = 136$ mm.



Hình 11: Mối quan hệ giữa giữa lực tác dụng và bề rộng b_1 .

3.5. Khảo sát ảnh hưởng của bề dày nhíp đến khả năng mang tải

Với mô hình III, thay đổi bề dày t trong khoảng 11 mm đến 15 mm, kết quả thu được mối quan hệ giữa lực tác dụng và chiều dày t như Hình 12.

Hình 12: Mối quan hệ giữa lực tác dụng và bề dày t .

Hình 12 cho thấy khi bề dày t tăng, trong khoảng 11 mm đến 13 mm, thì lực tác dụng gần như tăng dần đều với độ dốc lớn nhưng khi $t > 13$ mm thì lực tác dụng cũng tăng nhưng với độ dốc trung bình nhỏ hơn. Bề

dày của nhíp là một trong những yếu tố ảnh hưởng lớn đến khả năng chịu tải. Bề dày càng lớn thì khả năng chịu tải càng cao [2, 8]. Tuy nhiên, khối lượng cũng sẽ tăng lên và giá thành cũng sẽ lớn hơn. Chính vì vậy, mô hình III với kích thước $t = 13$ mm được chọn là phù hợp.

I. SO SÁNH NĂNG LƯỢNG BIẾN DẠNG ĐÀN HỒI

Năng lượng biến dạng đàn hồi được xác định theo công thức [5]:

$$U = \frac{\sigma^2}{\rho E}$$

Trong đó: U là năng lượng biến dạng đàn hồi, σ là ứng suất pháp tuyến (MN/m^2), E là mô đun đàn hồi (MN/m^2) và ρ là khối lượng riêng (kg/m^3).

Năng lượng biến dạng đàn hồi được mô tả gồm các trạng thái: hấp thụ, dự trữ và giải phóng năng lượng. Nếu năng lượng biến dạng đàn lớn thì sẽ hấp thụ, dự trữ năng lượng lớn và sau giải phóng năng lượng nhiều. Năng lượng biến dạng đàn hồi của nhíp bằng vật liệu composite lớn hơn năng lượng biến dạng đàn hồi của thép ($12 \times 10^{-4} > 1.9 \times 10^{-4}$) nên nhíp bằng vật liệu composite có tính đàn hồi tốt hơn [3, 11, 12].

II. KẾT LUẬN

Kết quả mô phỏng và tính toán của nhíp bằng vật liệu thép và composite được tổng hợp như Bảng 3, với các kết luận như sau:

- Khối lượng của nhíp bằng composite giảm 75 % so với khối lượng của nhíp bằng thép.
- Cùng một tải tác dụng nhưng ứng suất lớn nhất của nhíp bằng composite giảm 14.2 % so với nhíp bằng thép. Vì vậy, nhíp bằng composite tập trung ứng suất ít hơn, khó bị phá hủy hơn nhíp bằng thép.
- Năng lượng biến dạng đàn hồi của nhíp bằng vật liệu composite lớn hơn năng lượng biến dạng đàn hồi của thép ($12 \times 10^{-4} > 1.9 \times 10^{-4}$). Cho nên, nhíp bằng vật liệu composite tốt hơn.

Bảng 3: Kết quả mô phỏng và tính toán của nhíp bằng vật liệu thép và composite.

| Thông số | Nhíp bằng thép | Nhíp bằng composite |
|------------------------------|----------------------|---------------------|
| Tải tác dụng (N) | 2465 | 2465 |
| Khối lượng (kg) | 9.2 | 2.3 |
| Ứng suất lớn nhất (MPa) | 566.87 | 486.38 |
| Chuyển vị lớn nhất (mm) | 98.13 | 127.38 |
| Năng lượng biến dạng đàn hồi | 1.9×10^{-4} | 12×10^{-4} |

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Richard Stone and Jeffrey K. Ball, *Automotive engineering fundamentals*, SAE, 2004.
- [2] P. K. Mallick, *Fiber-reinforced composites*, Marcel Dekker, New York, USA, 1998.
- [3] R. M. Jones, *Mechanics of composite materials*, McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, Japan, 1975.
- [4] M. S. Kumar and S. Vijayarangan, Analytical and experimental studies on fatigue life prediction of steel and composite multi-leaf spring for light passenger vehicles using life data analysis, *Journal of Materials Science*, Vol. 13, No. 2, 2007, p. 141-146.
- [5] G. S. Shiva Shankar and S. Vijayarangan, Mono composite leaf spring for light weight vehicle – design, end joint analysis and testing, *Journal of Materials Science*, Vol. 12, No. 3, 2006, p. 220-225.
- [6] H. A. Al-Qureshi, Automobile leaf springs from composite materials, *Journal Materials Processing Technology*, Vol. 93, Issues 1-3, 2001, p. 58-64.
- [7] Sung-Kyum Cho, Hyun-Jun Kim and Seung-Hwan Chang, The application of polymer composites to the table-top machine tool components for higher stiffness and reduced weight, *Composite Structures*, Volume 93, Issue 2, 2011, p. 492-501.
- [8] M. M. Shokrieh and D. Rezaei, Analysis and optimization of a composite leaf spring, *Composite Structures*, Vol. 60, Issue 3, 2003, p. 317-325.
- [9] Joo-teek J. Kueh and T. Faris, Finite element analysis on the static and fatigue characteristics of composite multi – leaf spring, *Journal of Zhejiang University (Applied Physics and Engineering)*, 2012, p. 159-164.
- [10] Odagiri, Nobuyuki, Kishi, Hajime, Yamashita and Masaki, Development of Torayca prepreg P2302 carbon fiber reinforced plastic for aircraft primary structural materials, *Advanced Composite Materials*, Vol. 5, Number 3, 1996, p. 249-254.
- [11] C. Subramanian and S. Senthilvelan, Joint performance of the glass fiber reinforced polypropylene leaf spring, *Composite Structures*, Vol. 93, 2011, p. 759-766.
- [12] Dominick V. Rosato, *Designing with Reinforced Composites*, Hanser Publications, USA, 1997.