

버스 윈도우 필라 부재의 형상 최적 설계기술 개발

Development of Optimum Design Technique for Bus Window Pillar Member

김명환*, 김대성*, 임석현**, 서명원***, 배동호***
Myoungchan Kim, Daesung Kim, Seokhyun Yim, Myungwon Suh, Dongho Bae

ABSTRACT

The body structure of a bus is generally assembled by using various spot welded box sectional members. The shape of window pillar joint is ordinarily built up by T-type member. It has been shown that T-type member has problems like high stress concentrations, low fatigue strength and low structural rigidity. In this study, to solve these problems a new approach to optimize the design of the bus window pillar joint was tried by FEM analysis and experiments. To describe the shape of the gusset connecting the vertical and horizontal members of the T-type window pillar joint B-spline curve was adopted and this curve was optimized. It was found that the new model developed could effectively improve fatigue durability and structural rigidity.

주요기술용어 : T-type window pillar joint, Stress concentration, Fatigue strength, Shape optimization, B-spline.

1. 서론

최근 환경보호와 에너지 절감에 대한 관심이 깊어지면서, 국내·외적으로 이와 관련된 법규를 제정하거나 규제를 강화하고 있는 한편, 각 자동차 업계에서는 이에 대한 대응책으로써 차량의 경량화에 개발의 초점을 맞추어 왔다. 특히, 차체는 차량 전체중량의 약 30%를 차지하고 있지만, 새시(chassis)부품과 달리 주행성능 및 각종 기

능에는 큰 영향을 미치지 않기 때문에, 전체적인 강도(strength)와 강성(rigidity)을 해치지 않는 범위 내에서의 경량화 기술 개발이 활발히 진행되고 있다. 경량화 수단으로는 기본 설계의 변경, 형상변경, 경량재료의 적용, 접합방식의 변경 등을 들 수 있는데, 이 중 기본 설계의 변경은 개발 초기단계에서 이루어지는 경우가 대부분이며, 재료의 치환이나 접합 방식의 변경은 원가 상승 요인이 뒤따를 가능성이 있기 때문에, 이미 양산중인 차량에 대해서는 부품의 형상변경에 의한 방법이 일반적으로 적용되고 있다.1]

그러나, 차체 부품의 단순 형상변경에 의한 경량화는 기존 부품들의 두께와 성형 단면적 등의

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과 대학원

** 정회원, 여주대학 자동차공학과

*** 정회원, 성균관대학교 기계공학부

감소가 불가피하기 때문에, 응력집중을 유발하여 차체의 강도 및 강성을 저하시킬 가능성이 매우 크고, 이로 인하여 Fig.1에 보인바와 같이 실제 구조물에 피로균열이 나타나는 것을 볼 수 있다. 따라서, 경량화(weight lightening)와 내구성(durability)의 유지 내지는 개선이라는 일면 상반된 두개의 설계목표를 구현하기 위한 설계기술 개발은 차체 경량화의 실현과 함께 내구성 증대를 위해 매우 중요시되고 있다.

본 연구에서는, 버스 차체의 상·하 부분을 연결하여 기동역할을 하는 중요 구조부재임에도 불구하고, 그 설치 목적상 강성측면에서 가장 취약한 부분이 되고 있는 Fig.1의 버스 윈도우 필라 부재(window pillar member)에 대한 강성과 강도를 개선할 목적으로, 먼저 실차운행시 부재에 가해지는 실질적인 역학적 주 지배인자를 분류해서 이에 대해 실차 모델(actual model)의 문제점을 파악한 후, 그 결과를 바탕으로 최적설계기법(optimum design method)을 이용하여 구조적 강성과 피로강도를 개선하는 설계기술을 도출하고자 하였다.

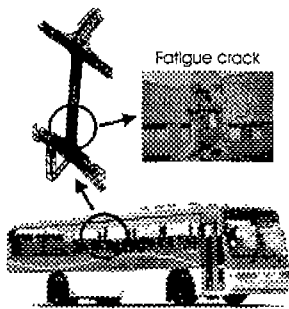


Fig.1 The shape of bus window pillar joint and typical fatigue crack

2. 유한요소법(FEM)에 의한 응력해석

2.1 버스 차체의 변형

버스의 운행중에 야기되는 차체의 대표적 변형 형태는 굽힘변형(bending deformation)과 비틀림 변형(twisting deformation)으로 분류된다. 이중, 굽힘변형은 굽힘강성(bending rigidity)이 강한 사다리 모양(ladder type)의 차대(main frame)에 의하여 상당 부분 억제되는 반면, 그렇지 못한 비틀림 변형은 차체 전반에 차량 진행방향의 변위(warping)와 사이드 패널(side panel)에 수직인 변위를 동시에 발생시킴으로써, 강도 면에서 취약한 각 결합부의 피로파괴(fatigue fracture)에 직접적으로 영향을 미치게 된다.

이러한 버스 차체의 단면 변형(sectional deformation)에 대한 효과적인 대응책으로는 진행방향에 대하여 수직으로 격벽(diaphragm)을 삽입하는 것이 가장 유효하다고 할 수 있는데, 버스의 경우는 승객에 대한 탑승공간의 확보를 위해 차체내부의 대부분을 활애하고 있어, 최전방과 최후방의 방풍유리(wind shield glass)가 그 격벽의 전부이며, 축거도 승용차에 비해 상당히 길기 때문에 단면변형을 억제 할 수 있는 강성구조를 지니지 못하고 있다.2] 이러한 이유로 앞서의 하중들은 차체 상하부를 연결하여 사이드 패널(side panel)을 구성하며 기동역할을 하는 윈도우 필라 조인트(window pillar joint)에 집중된다. 또한, 최근에는 승객의 보다 충분한 시야확보를 위하여 유리창 공간이 더욱 넓어지는 추세에 있으므로, 윈도우 필라 부재의 단면적과 숫자가 감소하게 되어 더욱 더 가혹한 하중상태에 놓이는 경향이 있다. 그러므로 이 부위의 강도가 버스 차체의 전체적인 강도를 지배하는 주된 인자라고 할 수 있다.

2.2 해석조건 및 해석모델

일반적인 차체의 강성평가방법은 굽힘강성 평가와 비틀림강성 평가로 알려져 있다. 한편, 버스

차체의 경우는 차대(main frame)의 설치로 굽힘 강성이 승용차동에 비해 매우 크기 때문에 이와 관련된 강도 및 강성측면의 문제는 나타나지 않고 있으며, 비틀림 하중에 의한 변형이 주된 문제로 대두되고 있다.[2]

본 연구에서는 이상과 같은 버스 차체의 변형 특성과 윈도우 필라 부재의 역학적 상황을 바탕으로 해서, 실차 모델에 있어서의 응력분포 및 응력집중에 관한 특성을 조사하기 위하여 차체의 비틀림강성 평가방법을 토대로 다음과 같이 FEM해석을 수행하였다.

먼저, 해석에 필요한 경계조건(boundary condition)을 얻기 위하여 Fig.2와 같이 버스 차체 전체를 빔 요소(beam element)로 모델링(modeling) 한 후, 4곳의 AC(axle center)중 FAC(front axle center) 2곳과 RAC(rear axle center) 1곳을 고정하고 나머지 1개의 RAC에 높이 방향으로 강제 변위를 주어 비틀림 하중(torsional load)을 가하였다.

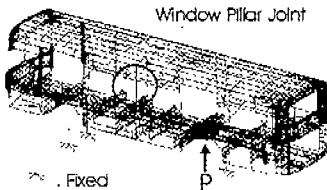


Fig. 2 Beam element model of bus body

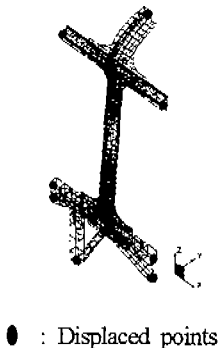


Fig.3 FEA model of window pillar joint subject to torsional loading of bus structure

이 결과로부터 Fig.3에 표시된 바와 같은 모델의 경계조건을 변위(displacement)로 구했으며, 이 조건을 토대로 차체 전반에 작용하는 비틀림 하중에 의한 윈도우 필라 조인트의 변형 및 응력 해석을 수행하였다. 모델링에는 박강판 구조물의 해석에 주로 이용되는 4절점 쉘 요소(4-node shell element)를 사용하였으며, 절점수는 2524개이고 요소분할 수는 2193개이다. 해석에 사용된 FEM 프로그램(program)은 EMRC/NISA-II, Version 7.0(1997)이다.

2.2 해석 결과

Fig.4, Fig.5에 앞절의 FEM해석조건으로부터 얻어진 버스 윈도우 필라 부재내의 응력분포(stress distribution)와 변형상태를, Fig.6에 윈도우 필라 구성부품의 개별적인 형상을 나타내었다. Fig.5에서 보는 바와 같이 구조물의 하단부를 중심으로 하여 상단부가 차량 진행방향과 이에 수직한 방향으로 변형된 것을 관찰 할 수 있다. 그리고, 이로 인하여 세로부재(vertical member)와 가로부재간(horizontal member)의 결합부에 응력집중을 방지할 목적으로 설치된 외부 보강재(outer gusset)에서 최대응력(maximum stress)이 나타나고 있는데, 이는 Fig.1에 제시된 피로균열(fatigue crack)이 발생하는 부위와도 일치하고 있다.

한편, 응력집중의 원인을 보다 명확히 규명하기 위해서, 동일 모델에 대하여 두 방향의 변위, 즉 차량진행방향과 수직방향에 대한 해석을 재차 수행하였다. 그 결과, Fig.7에 나타낸 바와 같이 차량 진행방향의 변형에 의한 응력(108.1MPa)이 수직방향의 변형에 의한 응력(25.6MPa)에 비해 약4배 가량 크게 나타났으며, 최대응력의 발생위치 역시 전자의 경우가 실차의 균열 발생위치와 일치하였다. 이로 미루어 볼 때, 윈도우 필라 조인트의 외부 보강재에 응력집중을 발생시켜 피로 파괴로 발전시키는 주된 역학적 지배인자는 차량 진행방향의 변형이며, 이것은 사이드 패널(side

panel)을 하나의 평면(plane)으로 간주할 때, 면 내(in-plane)변형이라 할 수 있다.

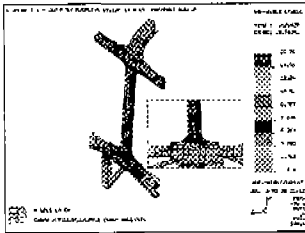


Fig. 4 Stress distribution subject to torsional load

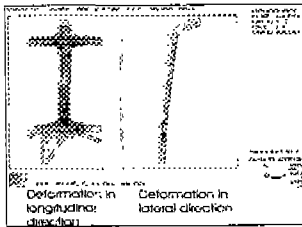


Fig. 5 Deformation subject to torsional load

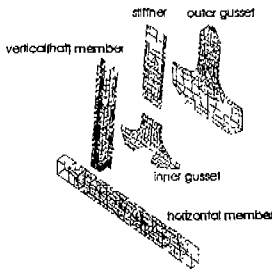


Fig. 6 Composition of typical window pillar joint

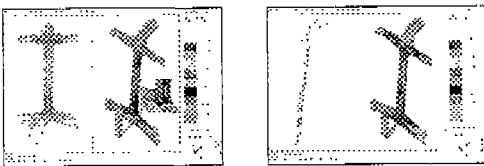


Fig. 7 Stress distribution subject to deformation of each direction

3. 피로강도를 고려한 설계기준

설계상의 허용응력(allowable stress) 수준을

어느 정도로 설정 할 것인가에 대해서는 한마디로 말 할 수 없지만, 차체에 주로 사용되는 재료인 냉간압연한 고장력강의 경우는 일반적으로 Fig.8에 나타낸 바와 같다. 이에 의하면, 설계시에는 적은 횟수의 과대입력을 예상하여 항복응력(yield stress) 범위까지의 응력을 허용 할 수 있을 것이다. 그러나, 이는 정하중 상태(static loading condition)에 대한 기준으로 밖에는 사용할 수 없으며, 특히, 구조물내에 존재하는 많은 spot-용접점은 피로강도(fatigue strength)가 모재에 비해 상당히 떨어지기 때문에 예상 밖의 결과를 초래 할 우려가 있으므로, 주행상태에서의 반복부하 즉, 피로하중(fatigue load)을 고려한 새로운 설계기준(design criterion)이 필요하다고 할 수 있다.1]

본 연구에서는 구조물이 피로하중에 대해 무한수명을 가질 때, 그 하중에 대한 구조물의 최대응력을 Goodman 선도3]에 적용하여 설계기준으로 제시하고자 하였다. Goodman선도는 재료의 항복과 피로수명(fatigue)에 관한 기준에 대하여 평균응력(mean stress, σ_m)과 변동응력(alternating stress, σ_a)을 조합하여 이루어진 선도로서, 피로수명을 고려한 설계시 매우 유용하게 쓰여지고 있다. 이의 일반적인 형태를 Fig.9에 나타내었는데, 그림에서 보인 바와 같이 횡축은 평균응력을, 종축은 변동응력을 나타내며, 횡축의 경우 변동응력이 0인 정적 하중상태를 나타낸다. 또한, 항복강도(yield strength, σ_y)와 극한강도(ultimate strength, σ_u)를 횡축에 각각 점 A, B로 표시하였다. 여기서, AA'상의 모든 점은 σ_y 의 인장응력(tensile stress)으로 변동하는데, 항복을 일으키지 않는 평균응력과 변동응력의 조합된 성분들은 모두 3각형 AOA'내에 있어야 한다. 한편, 평균응력이 0인 조건하에서 구조물의 피로한도(fatigue limit, σ_e)를 얻어 점C로 표시하고, 이점을 점B와 연결하면 일정한 수명을 평가하는 선을 얻게되는데, 이 점C를 얻기

위하여 다음과 같이 피로시험을 수행하였다.

먼저, 상하 대칭구조임을 감안하여 Fig.10와 같이 응력집중부위를 포함하는 하부 절반을 시편으로 사용하였으며, 부하 하중에 대하여 충분한 강도와 강성을 갖는 시편고정용 지그(jig)를 제작하여 Table 1과 같은 조건으로 피로시험을 수행하였다. 이때, 부하하중은 면내방향(in-plane direction)으로 가하였고, 106 cycle을 무한수명으로 하였으며, Fig.11에 피로시험 결과를 S-N 선도로 표시하였다. 그리고 여기서 얻어진 σ_e 와 Table 2에 주어진 재료의 물성치를 포함하는 Fig.12의 Goodman선도로부터, 피로강도를 고려한 장수명 설계 기준(long life design criterion)을 도출할 수 있을 것으로 사료된다.

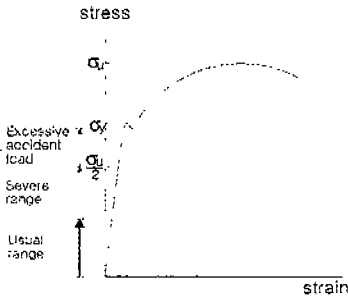


Fig. 8 Stress level of body in driving

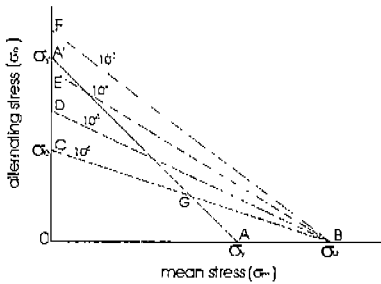


Fig. 9 Goodman diagram

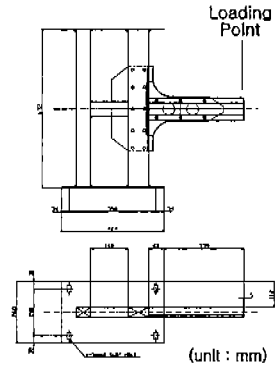


Fig. 10 Configuration of fatigue test specimen

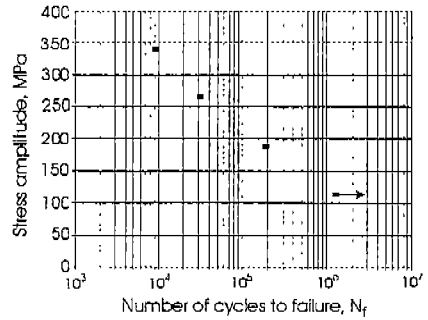


Fig. 11 $\sigma_e - N_f$ relation

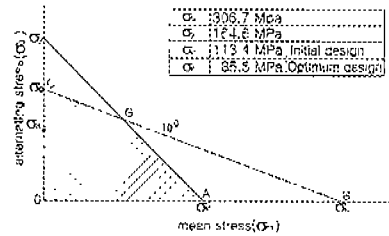


Fig. 12 Goodman diagram for window pillar member

Table 1 Condition of fatigue test

Loading condition	In-plane load			
Load ratio	-1			
Load range	constant			
Maximum load	1	2	3	4
	8.82kN	6.86kN	4.9kN	2.94kN
Frequency	4Hz			

Table2 Mechanical properties of SPC

Tensile strength (MPa)	306.74
Yield strength (MPa)	164.64
Elongation(%)	58.5

4. 버스 윈도우 필라 부재의 최적형상

앞절에서 언급한 바와 같이, 버스 윈도우 필라 부재에 응력집중을 유발시키는 주된 역학인자 (mechanical factor)는 면내하중이며, 이 하중에 의해 윈도우 필라 부재에 발생하는 응력은 외부 보강재(outer gusset)의 외곽선상에 그 최고치가 분포한다. 이때, 분포의 양상 및 응력의 크기는 외곽선의 형상에 따라 매우 민감하게 변화하므로 이 부위에 분포하는 최대응력이 감소될 수 있도록 외곽선의 형상을 결정하는 것이 설계의 관건이라고 할 수 있다. 한편, 실차모델(actual model)의 외부 보강재 형상은 Fig.13에서 보는 바와 같이, 수직부와 수평부의 직접결합에 의한 연결부의 응력집중을 완화하기 위해 단일곡률로 된 원호(arc)로 처리되어 있다. 여기서, 이 원호의 곡률반경의 확대는 최대응력을 감소시킬 수 있는 직접적인 방법이 될 수는 있지만, 경제성 및 승객의 시계 확보 차원에서 볼 때 바람직한 대책은 아니다. 이에 대하여 본 연구에서는 최적설계 기법(optimum design method)을 이용한 외곽선 형상의 최적화를 통하여 최대응력을 감소시키고자 하였다.

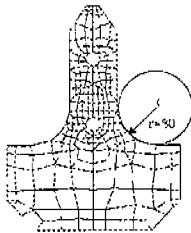


Fig. 13 Shape of outer gusset in present model

4.1 B-spline에 의한 외부 보강재 형상의 최적화

4.1.1 B-spline

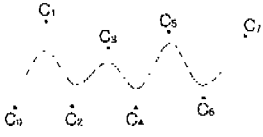
윈도우 필라 조인트에 면내하중이 작용하면 최대응력은 외부 보강재의 원호와 수직부 접선의 접점부위에 나타난다. 이러한 경우 외곽선을 직선-원호-직선의 연결이 아닌 전체를 하나의 곡선으로 보고, 이 곡선의 개형을 적절히 조절하여 원활한 연결이 이루어지도록 하면, 응력이 넓은 부위에 고르게 분포하며 최대응력을 감소시킬 수 있다고 알려져 있다.4) 그런데, 이러한 곡선을 적용함에 있어서, 일반적인 해석곡선으로는 외부 보강재의 외곽선 형상과 같은 자유형상의 표현에 많은 제약이 따르기 때문에, 본 연구에서는 조정점(control points)의 위치변화에 따라 곡선의 형태를 자유로이 조절 할 수 있는 3차의 B-spline을 사용하여 외곽선 형상을 구현하고자 하였다.

B-spline의 일반적인 표현은 다음과 같다.

$$P_i(t) = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} t^3 & t^2 & t & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -3 & 0 & 3 & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{i-1} \\ C_i \\ C_{i+1} \\ C_{i+2} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$0 \leq t \leq 1, i=1, 2, \dots, n$
 i : sequence of segment

식 (1)에 나타낸 바와 같이 n 개의 조정점에 의해 만들어지는 전체 곡선은 4개씩의 조정점을 순차적으로 조합하여 만들어지므로 $n-3$ 개의 구분선(segment)으로 구성되는데, 서로 연결된 각 구분선들은 Fig.14에서와 같이 3개의 조정점을 연속적으로 공유하므로 조정점의 위치가 급격하게 변화하더라도 원활한 연결을 얻을 수 있다. 따라서, 이 곡선은 조정점의 미세한 변화에 민감하게 반응하면서도 의도하지 않는 한 첨예점(critical point) 등의 수학적 불연속점을 발생시키지 않는 융통성이 매우 큰 곡선으로서, 통상 사용되는 해석곡선으로 표현 할 수 없는 자유형상의 표현에 적합하며, CNC공작기계를 통하여 생산에의 적용이 용이한 매우 유용한 설계수단이라고 할 수 있다.5]



Segment	control points
1	$C_0C_1C_2C_3$
2	$C_1C_2C_3C_4$
3	$C_2C_3C_4C_5$
4	$C_3C_4C_5C_6$
5	$C_4C_5C_6C_7$

Fig. 14 Control points of B-spline

4.1.2 부품의 재구성

Fig.6에서 실차 윈도우 필라 부재의 구성부품을 표시하였는데, 가로부재, 세로부재, 세로 평판재, 내부 보강재 및 외부 보강재의 5가지 부품으로 구성되어 있다. 이중, 최적화의 대상이 되는 부품은 외부 보강재로서 그림에 나타난 바와 같이 가장 바깥쪽에서 모든 부품의 연결부를 감싸는 구조로 되어 있다. 이 외부 보강재의 좌우 외곽선에 B-spline을 적용하여 최적화를 수행하게 되는데, 그 적용 부위가 구조물의 크기에 비해 매우 한정되어 있어 이 부분의 최적화를 통한 구조물 전체의 최대응력 감소는 기대하기 어려운 형편이다. 그렇기 때문에 최적화를 수행하기에 앞서 보다 효과적인 결과를 얻을 수 있도록 윈도우 필라 부재의 부품을 Fig.15와 같이 재구성 하였다. 먼저 최적화 수행의 대상인 외부 보강재와 세로 평판재를 일체화 시킴으로써 외부 보강재의 크기를 구조물과 같은 크기로 하여 보강효과를 크게 하는 한편, 내부 보강재를 세로부재에 일체화 시켜 외부 보강재의 외곽선 형상과 유사한 형태를 갖도록 하여 외부 보강재의 외곽선 형상 변화가 안쪽의 세로부재에도 동시에 적용 될 수 있도록 하였다. 이로부터, 효율적인 최적화 수행은 물론 부품의 접합에 필수적이지만 구조강도를 저하시킬 가능성이 있는 spot 용접점의 수를 18개소에서 12개소로 감소시켰으며 외부 보강재의 접합에 사용된 직경 50mm의 plug용접점도 삭제하였다. 또한, 부품의 수를 5개에서 3개로 줄임으로써 제작공정의 단순화도 기대 할 수 있으리라 사료된다.

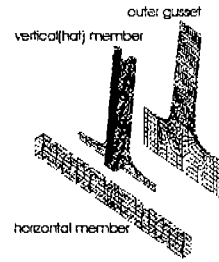


Fig. 15 Composition of window pillar joint proposed in this study

4.1.3 외부 보강재 형상의 최적화

최적화를 위한 해석 모델은 윈도우 필라 부재의 형상이 상하 대칭이므로, 대칭축에 대한 반 모델을 취하고, 다음과 같이 설계 최적화를 수행하였다.

먼저, 문제를 정식화(formulation)하여 식 (2)와 같이 표현하였다.

$$\underset{\vec{x}}{\text{Min}} : \underset{j=1, \dots, l}{\text{Max}} \{ \sigma_j \}$$

Subject to

$$G(\vec{x}) = \text{Volume}(\vec{x}) - C \leq 0$$

$$x_i' < x_i < x_i'' \quad (i = 1, \dots, 12)$$

(2)

여기서 \vec{x} 는 설계변수(design variables)로 Fig.16에 보인바와 같이 외부 보강재 및 세로부재의 외곽선 형상인 B-spline의 개형을 결정하는 조정점 C_1 부터 C_6 까지의 x, y 좌표를 나타낸다. 그리고 σ_j 는 j 번째 관심부위의 응력을 나타내는데, 여기서는 외부 보강재의 외곽선 형상을 따라 26개 node의 응력으로서 $l=26$ 으로 설정하여 문제를 풀었다. 또한, 제한조건식으로는 사용할 재료의 양이 실차 모델의 재료 부피인 C 보다 작도록 하였으며, 결정되는 형상이 실제 적용 가능한 현실적인 모양을 가질 수 있도록 각 설계변수의 한계 (x_i' , x_i'')를 정하였다.

한편, 식(2)를 수치적으로 풀기 위하여 식(3)에 나타난 바와 같이 전형적인 *Min-Max* 문제의

해법을 이용하였으며, 최적화에 사용된 알고리즘 (algorithm)을 Table3에, 최적화 과정을 Fig.17에 나타내었다.

$$\begin{aligned} & \underset{x}{\text{Min}} \quad \beta \\ & \text{Subject to} \\ & g_j(x) = \sigma_j - \beta \leq 0 \quad j=1, \dots, l \quad (3) \\ & G(\vec{x}) = \text{Volume}(\vec{x}) - C \leq 0 \\ & x_i^l < x_i < x_i^u \quad (i=1, \dots, 12) \end{aligned}$$

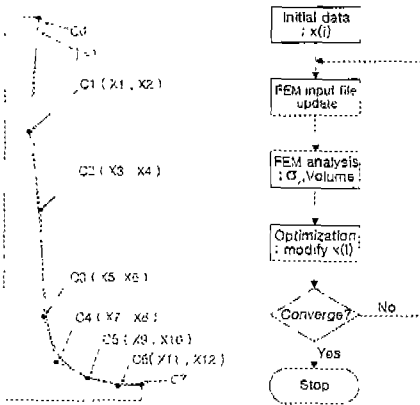


Fig. 16 Design variables and control points for the shape optimization Fig. 17 Procedure of optimization

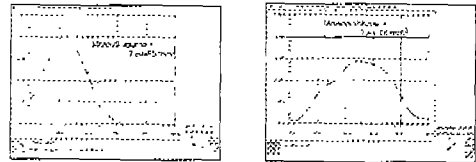
Table 3 The algorithm using in optimization

Whole routine algorithm	Augmented Lagrange Multiplier method
Search direction detecting algorithm	Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno Variable metric method
One Dimensional Search Algorithm	Golden Section method followed by polynomial interpolation

4.2 수행결과

Fig.18과 Table4에 최적화 수행전과 수행후의 결과에 따른 외부 보강재 외곽선상의 응력분포와 최대응력을 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이, 사용된 재료량의 증가 없이 실차모델 대비 약 25%의 최대응력의 감소와 함께 넓은 부위에 걸쳐 응력이 확산된 결과를 볼 수 있으며, 면내 방향의 최대변위 역시 약 28%의 감소를 보이고 있

는데, 이는 응력집중의 완화 및 강성의 개선 측면에서 매우 바람직한 양상이라고 할 수 있다. 또한, 여기서 얻어진 결과를 Fig.12의 Goodman 선도에 σ_e' 로 표시하였는데, 실차 구조물의 피로 한도를 나타내는 종축상의 위치에서 안전영역 내부로 현저하게 이동한 것을 볼 수 있으며, 이는 새로운 모델의 피로강도가 실차 모델에 비해 상당히 향상되었음을 알려주는 결과라고 할 수 있다. 그러므로 실차 윈도우 필라 부재의 피로파괴가 최대응력이 집중되는 부위에서 발생한다는 사실로부터, 이 부위의 응력 및 최대 변위의 감소는 내구성능의 향상에 기여하는 바가 클 것으로 기대된다.



(a) before optimization (b) after optimization

Fig.18 Stress distribution on the outer gusset surface

Table 4 Optimization results

		Before optimization	After optimization	Reduction ratio
In-plane load (2940N)	Max Stress (MPa)	113.7	85.5	24.8%
	Max Deform. (mm)	1.66	1.19	28.3%

4.3 윈도우 필라 부재의 최적 형상

이상과 같은 최적화를 통하여, 차체에 비틀림 하중이 작용 할 경우 윈도우 필라 부재에 발생하는 응력집중을 완화시킬 수 있는 새로운 개선모델을 제시하였다. 새로운 개선모델은 피로강도 개선뿐만 아니라 설계시 부품의 수를 줄여 제작 공정상의 편의를 도모하였다. Fig.19는 새로운 개선모델의 형상으로서, Table5에 이상의 내용을

중합 비교하였다.

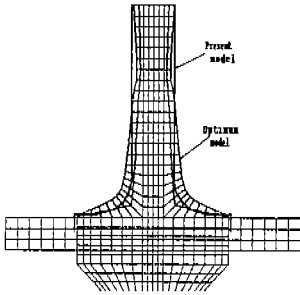


Fig.19 The shape of optimum model

Table 5 Comparison of actual and new model

Items	Current model	New model
Shape	T-type	T-type
Plate thickness	vertical member (2.0t) stiffener(1.6t) inner gusset (2.0t) outer gusset (2.3t) horizontal member (1.6t)	vertical member (1.6t) gusset (2.3t) horizontal member (2.0t)
Outer gusset	use a single circular arc (r=80mm)	use a B-spline (3rd degree and 8 control points)

후 기

대한 설계기준을 Goodman 선도를 이용하여 제시하였다.

3) 버스 윈도우 필라 부재의 외부 보강재에 발생하는 응력집중을 완화시키기 위해 외부 보강재의 외곽선을 B-spline으로 대체하여 최적설계를 수행하였으며, 동일한 하중조건하에서 기존에 사용된 재료의 양을 그대로 유지하면서도 최대응력이 약 25% 감소된 새로운 모델을 얻었다.

4) 기존의 실차용 윈도우 필라 T-형 결합부재에 비해 구조적으로 강도와 내구성이 개선되고, 조립공정이 단순화된 새로운 개선모델을 제시하였다.

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

5. 결 론

버스 윈도우 필라 부재(window pillar member)의 강성(rigidity)과 강도(strength)를 개선할 목적으로, 실차운행시 부재에 가해지는 실질적인 역학적 주 지배인자를 분류해서 이들 각각에 대해 실차 모델(actual model)에 대한 응력분포와 변형을 FEM으로 해석하고, 피로강도를 평가하였다. 그 결과를 바탕으로 최적화 기법(optimization method)을 이용하여 구조적 강성과 피로강도가 개선된 모델을 도출하고자 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 버스 윈도우 필라 부재의 피로강도에 영향을 미치는 역학적 주 지배인자는 면내하중이다.
- 2) 실차의 버스 윈도우 필라 부재의 피로강도에

1. 式田 昌弘, 金山 幸雄 著, 姜聖種 譯, "自動車の強度", 에드텍, pp.93, 1998.
2. 林碩鉉, 申東明, "自動車 設計", 螢雪出版社, pp.443~444, pp.454~465, 1996.
3. Julie A. Bannantine, Jess J. Comer, James L. Handrock, "Fundamentals of metal fatigue analysis", Prentice Hill, pp.6-7, 1989.
4. 西田正孝, "應力集中", 森北出版社, 東京, pp.112~126, 1967.
5. Vera B. Anand, "Computer graphics and geometric modeling for engineers", John wiley and sons, Inc., 1996.
6. Jasbir S. Arora, "Introduction to optimum design", McGraw-Hill, Singapore, 1994.