Consistent Displacement Load Method for Nonlinear Semi-Analytical Design Sensitivity Analysis

Tae Hee Lee, Min Uk Lee and Jung Hun Yoo

Key Words: Semi-analytical Design Sensitivity Analysis(준해석 설계민감도해석), Nonlinear Analysis(비선형해석), Commercial Finite Element Package(상용유한요소프로그램), Displacement Load Method(변위하중법), Consistent Displacement Load Method(보정 변위하중법)

Abstract

Three methods for design sensitivity such as numerical differentiation, analytical method and semi-analytical method have been developed for the last three decades. Although analytical design sensitivity analysis is exact, it is hard to implement for practical design problems. Therefore, numerical method such as finite difference method is widely used to simply obtain the design sensitivity in most cases. The numerical differentiation is sufficiently accurate and reliable for most linear problems. However, it turns out that the numerical differentiation is inefficient and inaccurate because its computational cost depends on the number of design variables and large numerical errors can be included especially in nonlinear design sensitivity analysis. Thus semi-analytical method is more suitable for complicated design problems. Moreover semi-analytical method is easy to be performed in design procedure, which can be coupled with an analysis solver such as commercial finite element package. In this paper, implementation procedure for the semi-analytical design sensitivity analysis outside of the commercial finite element package is studied and computational technique is proposed, which evaluates the pseudo-load for design sensitivity analysis easily by using the design variation of corresponding internal nodal forces. Errors in semi-analytical design sensitivity analysis are examined and numerical examples are illustrated to confirm the reduction of numerical error considerably.

기호설명

\begin{align*}
g & : \text{응답함수} \\
K_T & : \text{접선 강성행렬} \\
F & : \text{력벡터} \\
Q & : \text{내력벡터} \\
Q_c & : \text{형하중에 의한 내력벡터} \\
Q_D & : \text{변위하중에 의한 내력벡터} \\
b & : \text{설계변수} \\
u & : \text{변위벡터} \\
U & : \text{최종 변위벡터}
\end{align*}

1. 서 론

설계민감도해석은 최적설계, 신뢰성 설계, 주요 설계변수 선정과정 등에 꼭 널리 이용되고 있다. 설계민감도는 설계자에게 설계방향의 정보를 제공
하며 설계자는 이를 통하여 계계적으로 설계개선을 수행할 수 있다.

실제 설계문제에서 설계미감도해석의 효용성은 빠르고 정확하게 효율적으로 설계미감도해석을 수행하는 데 있다. 최근 응답함수 정차 복잡해지고 많은 해석시간을 요구하는 시점에서 효율적인 설계미감도해석 기법은 필수적이다. 이산계의 준해석 설계미감도해석 기법은 실제 설계문제에 응용 가능한 설계미감도해석을 위하여 많은 연구가 이루어져 왔으며 현재도 활발히 연구되고 있다.

유한요소해석은 시스템의 응답특성을 제공하나 설계개선을 위한 설계미감도 정보는 제공하지 않는다. 유한요소의 형성함수를 이용하면 해석적인 방법으로 민감도를 구할 수 있으나 상용유한요소 프로그램은 형성함수를 제공하지 않는다. 따라서 상용유한요소 해석프로그램과 연동하여 실제적인 설계미감도해석을 프로그램의 외부에서 수행하는 기법연구가 필요하다.

Haftka와 Adelman은 1980년대 후반까지의 이산시스템의 설계미감도해석과 관련된 연구결과를 정리 발표하였다.(1,2) Van Keulen과 Haftka는 2000년까지의 구조문제에 대한 설계미감도해석 연구를 정리 발표하였다. (3) Ryu 등은 이산계의 비선형 설계미감도해석에 대하여 연구하였으며 Wu와 Arora는 준해석 방법론으로 비선형 설계미감도해석을 수행하였다.(4,5) 최근에는 준해석 설계미감도해석의 오차와 정확성에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다. Van Keulen과 de Boer는 강체 이론에 대하여 해석적 미분을 이용하여 준해석 설계미감도해석의 정확성을 양상시켰다.(6,7) 김현기, 조명호는 강체모드분리와 뉴먼급수를 이용하여 준해석 설계미감도해석의 정확성을 양상시켰다.(8) 유한요소 해석프로그램인 ANSYS 또는 AIDINA와 연동하는 설계미감도해석 기법에 대한 연구도 있다.(9,10) Zhang과 Domaszewski는 국산화 요소와 설계변수에 대하여 설계미감도해석이 가능한 ABAQUS의 설계미감도해석 모듈을 개발하였다.(11) Lee 등은 준해석 설계미감도해석을 상용 유한요소프로그램에서 실질적으로 적용할 수 있는 변위화법을 제안하였다.(12,13)

본 논문에서는 Lee 등이 제안한 준해석 설계미
감도해석 과정에서 가상하중 등의 편미분량을 수치적으로 구하는 변위화법에 대하여 알아본다. 선형해석이나 비선형해석의 수렴성이 좋은 요소에서 변위화법의 사용이 가능하였고, 하지만 대부분의 요소에서 비선형해석의 수치적인 오차로 인하여 가상하중의 정확한 계산이 어려웠다. 본 연구에서는 이러한 수치적인 오차를 보완할 수 있는 보정변위화법을 제안한다. 본 연구에서 제안된 방법으로 변형 설계미감도계에서 수치적 편미분의 정확도가 매우 향상되었고, 마지막으로 예제를 통하여 제안된 방법의 정확성을 검증하였다.

2. 설계미감도계

2.1 정적 설계미감도계

구조해석 문제에서 응답함수 및 응답의 설계미감도는 다음과 같이 정의한다.

\[ g = g(U, b) \]

\[ \frac{dg}{db} = \frac{\partial g}{\partial b} + \frac{\partial g}{\partial U} \frac{dU}{db} \]

변위설계미감도(\(dU/db\))와 설계변수 및 변위에 대한 응답함수의 편미분을 구하면 설계미감도를 구할 수 있다. 이산계에서 구조물의 정적 해석문제는 식 (3)과 같이 정의된다.

\[ Q = F \]

식 (3)에서 \( Q \)와 \( F \)는 각각 내력벡터와 외력벡터를 나타낸다. 식 (3)은 설계변수에 대하여 미분하면 다음과 같은 수식을 구할 수 있다.

\[ Q = Q(U, b) \]

\[ \frac{dQ}{db} = \frac{\partial Q}{\partial b} \quad \frac{dQ}{dU} = \frac{\partial Q}{\partial U} \]

\[ \frac{dQ}{db} = \frac{\partial Q}{\partial b} + \frac{\partial Q}{\partial U} \frac{dU}{db} \]

식 (6) 우측항의 변위에 내력의 편미분은 다음과 같이 표현된다.

\[ \frac{\partial Q}{\partial U} = K(T)(U) \]

식 (7)은 식 (5)에 대입하면 변형설계미감도 수식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

\[ K(T)(U) \frac{dU}{db} = -\frac{\partial Q}{\partial U} + \frac{dF}{db} \]

본 연구에서는 외력이 단순 결정력으로 표현되는 경우에 국한하였다. 이 경우 식 (9)와 같다.
2.2 준하석 설계만감도해석

준하석 방법은 식 (9)와 같은 해석적인 설계만 감도에서 미분으로 표현되는 가상주를 유한차 분법으로 구하는 방법이다. 준하석 방법은 특히 유한차분법에 비하여 계산량의 효율이 높아야 실제 문제에 유용하게 사용될 수 있다. 식 (9)와 같이 설계만감도해석은 해석해석으로 표현되기 때문 에 특히 비선형 해석문제의 경우 설계변수의 계수 만큼의 비선형해석을 추가해야 하는 유한차분법과 비교하여 계산이 효율적이다. 일반 가상함수를 구하려면 식 (10)과 같이 설계만감도해석을 다수의 설계변수에 대해서 이미 수행된 해석정보를 이용하여 쉽게 구현된다.

\[
\frac{dU}{db_l} = K_{Tl}\left( -\frac{\partial Q}{\partial b_l} \right) \tag{10}
\]

가상함수는 식 (11)과 같은 유한차분법으로 계산할 수 있다. 식 (11)은 미분 계산자 유한요소 모델의 각 요소에 계산적으로 적용할 수 있다. 결국 각 설계변수에 대한 가상함수는 구하기 위하여 설계변수 개수만큼의 해석이 필요하지 않다. 유한요소 모델에서 설계변수로 선정된 각 요소의 설계변수를 동시에 사용시키면 후 해석하고 각 요소별로 내력의 차분을 계산할 수 있다.

\[
\frac{\partial Q}{\partial b} \equiv Q(U(b), b + \Delta b) - Q(U(b), b) \tag{11}
\]

준하석 설계만감도해석의 가상함수 계산 및 설 계만감도해석을 위한 유한차분법은 전방향분법을 이용하였다. 중량차분법이 정확성에서 우수하긴 하지만 이 방법을 이용한 경우 설계만감도해석 과정에서 유한요소 해석의 횟수가 증가하기 때문에 해석시간이 길 실제 문제에서는 전방향분법을 많이 사용한다. 특히 유한차분법을 이용한 설계만감도의 경우 해석횟수가 설계변수에 비례하여 늘어나기 때문에 계산의 효율이 떨어진다. 본 연구에서는 준하석 설계만감도해석과 유한차분법에 의 한 설계만감도해석을 동일하게 전방향분법을 이용 하였다.

2.3 변위변하중법

상용 유한요소 프로그램과 연동하여 준하석 설 계만감도해석을 수행하기 위해서는 가상주응의 편미분함수를 수치적으로 구해야 한다. 일반적인 유한차분법을 이용하여 가상주응을 근사화 하는 것은 상태변수의 반위가 변화므로 식 (12)와 같은 전미분의 의미를 가진다.

\[
\frac{dQ}{db} = Q(U(b + \Delta b), b + \Delta b) - Q(U(b), b) \tag{12}
\]

따라서 가상주응을 계산하기 위해서는 식 (11)의 \(Q(U(b), b + \Delta b)\) 를 정확히 구하는 것이 중요하다. \(Q(U(b), b + \Delta b)\) 를 구하기 위해 와일데모델의 모든 점의 변위결과를 설계변수로 선행 시킨 모델의 계산조건으로 적용하여 해석한다. 이와 같은 과정 을 변하중법(12,13)이라 하며, Fig. 1(a)에 나타내었다. Fig. 1에서 주어진 하중조건의 비선형 유한요 소해석의 내력과 변하중에 의한 내력은 각각 \(Q_L, Q_D\) 라 하겠다.

변하중법을 비선형해석에 적용하는 경우 가상 주응의 계산을 정확히 하기 위해서는 주어진 하 중조건의 비선형 유한요소해석의 내력과 변하중에 의한 내력이 정확히 일치해야 한다. 물론 두 내력값은 이론적으로는 같은 값을 가진다. 비선형 해석에서 두 방법의 내력값은 정확히 일치한다. 하지만 비선형해석의 경우 각각의 방법으로 구한 내력은 수치적으로 정확히 일치하지는 않는다. 비 선형 해석은 연속적인 해석을 통하여 외력과 내력 을 일치시키는 과정이다. 정확한 비선형 해석을 위해서는 정확한 내력을 구하는 것이 필요하다. 내력은 접선강성행렬의 계산과 밀접한 관련을 가 진다. 빌과 같은 요소는 내력 계산에 사용되는 접선강성행렬을 명시적으로 구할 수 있으므로 비 선형 해석에서 내력의 비교적 정확하게 구할 수 있다. 하지만 셀과 같은 요소는 접선강성행렬을 구하는 과정이 보간을 통하여 근사적으로 이루어 지기 때문에 정확한 내력 계산이 어렵다. 기존의 변하중법을 이용한 연구에서는 내력의 수렴성이
Fig. 1 Computational procedure to compute partial derivatives of internal nodal force : (a) Displacement load method (b) Consistent displacement load method

좋은 범 요소와 같은 일부 요소에 대해서만 계산적으로 비선형 설계값감도해석을 수행할 수 있었 다. 이에 따른 대안으로 원모델의 변위결과를 원 모델에 변위차종으로 가해주고 얻은 내력값을 가 상하고 계산에 사용한다. 이와 같은 방법을 사용 하면 변위증폭에서 내력을 구하는 해석방법의 차이에 의한 오차를 배제 할 수 있다. 이와 같은 과정은 Fig. 1(b)에 나타나 있다. 이러한 방법을 사용하면 내력의 수렴성이 족지 않은 설 요소에서 도 수치적으로 안정된 내력의 전미분 값을 구할 수 있다.

3. 예 제

본 연구에서는 간단한 경화 첨 구조물, 곡면 셀 구조물에 대한 비선형 구조해석과 이에따른 변위 설계값감도해석을 수행하였다. 보정변위증폭법을 이용한 존재적 설계값감도해석을 수행하였으며 연 동하는 상용 유한요소프로그램은 ANSYS 를 사용하였다. 그리고 존재적 설계값감도해석 결과는 유한차분법에 의한 설계값감도와 오차를 비교하여 정확성을 검증하였다.

본 논문 예제의 수행에서 유한차분법의 설동함을 선정하는 두단계 수학적 기준을 사용되지 않았다. 하지만 계속적인 존재적 설계값감도해석의 연구를 통해서 경험적으로 알맞은 설동함을 선정하였다. 일반적인 사용 유한요소프로그램은 사용자에게 각종 응답 및 물성치에 대하여 유 효성기 6-7 개 정도를 제공한다. 본 연구에서는 유한요소프로그램의 결과 파일을 사용하여 수치적 미분을 위해 사용되는 값들의 유 효자리를 15 개까지 제공하였다. 이 경우 설계값감도해석에서 설동함을 10^7(%)보다 작게 하면 라운드오프 이러가 일어날 수 있고 설계값감도 값 자체의 적당한 유 효자리를 확보하기 어렵다. 또한 유한요소 해석의 종류와 모델에 따라 차이를 보이지만 설동함의 크기가 10^7(%)~ 10^9(%)인 구간에서 수치적 미분값이 안정적으로 나타나. 따라서 설동함은 설계값감도 값의 유효 자리를 확보하고 신뢰성 있는 수치적 미분을 위하여 안정적 설동함 구간의 중간 값인 10^7(%)를 사용하였다. 설계값감도해석 결과의 오자는 식 (13)과 같이 유한차분법의 설계값감도에 대한 상대오 차로 계산하였다.

\[ Error(\%) = \frac{|\Delta g / \Delta b - dg/db|}{dg/db} \]  \hspace{1cm} (13)

여기서, \( \Delta g / \Delta b \)는 전방향차분법에 의한 설계값감도이며, \( dg/db \)는 존재적 설계값감도이다.
3.1 변위증후관과 보정변위증후관의 비교
기존의 변위증후관과 보정변위증후관을 사용한 설계안감도해석의 차이점과 개선사항을 다음의 예제를 통하여 확인한다. 설계변수에 접속을 주지 않은 요소의 가상증환은 0이어야 하며, 설계변수에 접속을 가한 요소의 가상증환은 설계안감도해석에서 정확한 결과를 얻을 수 있는 값이어야 한다. 이를 검증하기 위해 다음 Fig. 2와 같은 판모델의 변위근감도해석을 고려해 보았다. 판모델은 상용유한요소해석 프로그램 ANSYS의 Shell63 요소를 사용하였고 물성지는 Table 1에 나타나 있다. 설계변수는 유속 자유단면 위치의 요소의 두께이다. 기존의 변위증후관과 보정변위증후관으로 구한 가상증환의 정확도를 비교 해 보았다. 각각의 방법으로 구한 가상증환으로 설계안감도해석을 수행한 후 유한차분법으로 구한 설계안감도 값을 비교하였다.

Table 2는 Fig. 2에서 증가 하단 점점한 설계변수가 아닌 요소의 내력값과 가상증환값을 나타낸다. 설계변수에 접속하지 않은 요소에서의 가상증환이 이론적으로 0이어야 한다. 그러나 기존의 변위증후관으로 계산한 내력의 차이는 Table 2에서 보는 것처럼 0이 아님을 알 수 있다. 이것은 각각의 방법으로 구한 내력의 차이가 있음을 보여준다. 보정변위증후관을 이용하여 가상증환을 구하면 Table 3에서 보는 것처럼 정확히 0이 되는 것을 볼 수 있다. 이것으로 비선형해석에서 발생하는 작은 내력의 오차가 귀가 설계안감도 가상증환을 구하는 과정에서 켜질 수 있는 값을 볼 수 있다. 설계변수는 접속한 요소에서 두 방법을 이용하여 구한 가상증환값 중 어떤 값이 정확한지 검증하기 위해 위의 Table 4, Table 5와 같이 각각의 방법으로 구한 가상증환으로 설계안감도해석을 수행한 후 유한차분법으로 구한 설계안감도와의 상대오차를 비교해 본다.

<p>| Table 2 Internal forces and pseudo-loads at the no-perturbed element by using displacement-load method |
|---------------------------------------------------|---|---|---|</p>
<table>
<thead>
<tr>
<th>Qo(U,b+Δb)</th>
<th>Qo(U,b)</th>
<th>Qo(U,b+Δb)/Qo(U,b)</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Qx</td>
<td>-7.02173E+03</td>
<td>-6.74850E+03</td>
</tr>
<tr>
<td>Qy</td>
<td>-9.63027E+05</td>
<td>-9.62760E+05</td>
</tr>
<tr>
<td>Qz</td>
<td>-2.01189E+06</td>
<td>-2.01108E+06</td>
</tr>
<tr>
<td>Qyz</td>
<td>1.10581E+07</td>
<td>1.13311E+07</td>
</tr>
<tr>
<td>Qzx</td>
<td>1.05598E+08</td>
<td>1.05616E+08</td>
</tr>
<tr>
<td>Qxy</td>
<td>1.30113E+05</td>
<td>1.00690E+05</td>
</tr>
</tbody>
</table>

<p>| Table 3 Internal forces and pseudo-loads at the no-perturbed element by using consistent displacement-load method |
|---------------------------------------------------|---|---|---|</p>
<table>
<thead>
<tr>
<th>Qo(U,b+Δb)</th>
<th>Qo(U,b)</th>
<th>Qo(U,b+Δb)/Qo(U,b)</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Qx</td>
<td>-7.02173E+03</td>
<td>-7.02173E+03</td>
</tr>
<tr>
<td>Qy</td>
<td>-9.63027E+05</td>
<td>-9.63027E+05</td>
</tr>
<tr>
<td>Qz</td>
<td>-2.01189E+06</td>
<td>-2.01189E+06</td>
</tr>
<tr>
<td>Qyz</td>
<td>1.10581E+07</td>
<td>1.10581E+07</td>
</tr>
<tr>
<td>Qzx</td>
<td>1.05598E+08</td>
<td>1.05598E+08</td>
</tr>
<tr>
<td>Qxy</td>
<td>1.30113E+05</td>
<td>1.30113E+05</td>
</tr>
</tbody>
</table>

<p>| Table 4 Internal forces and pseudo-loads at the perturbed element by using displacement-load method |
|---------------------------------------------------|---|---|---|</p>
<table>
<thead>
<tr>
<th>Qo(U,b+Δb)</th>
<th>Qo(U,b)</th>
<th>Qo(U,b+Δb)/Qo(U,b)</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Qx</td>
<td>6.00763E+03</td>
<td>6.74803E+03</td>
</tr>
<tr>
<td>Qy</td>
<td>9.63484E+05</td>
<td>9.62758E+05</td>
</tr>
<tr>
<td>Qz</td>
<td>2.10007E+06</td>
<td>2.10116E+06</td>
</tr>
<tr>
<td>Qyz</td>
<td>1.15677E+07</td>
<td>1.13131E+07</td>
</tr>
<tr>
<td>Qzx</td>
<td>-1.05568E+08</td>
<td>-1.05616E+08</td>
</tr>
<tr>
<td>Qxy</td>
<td>-2.32201E+04</td>
<td>-1.00687E+05</td>
</tr>
</tbody>
</table>

<p>| Table 5 Internal forces and pseudo-loads at the perturbed element by using consistent displacement-load method |
|---------------------------------------------------|---|---|---|</p>
<table>
<thead>
<tr>
<th>Qo(U,b+Δb)</th>
<th>Qo(U,b)</th>
<th>Qo(U,b+Δb)/Qo(U,b)</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Qx</td>
<td>6.00763E+03</td>
<td>6.00763E+03</td>
</tr>
<tr>
<td>Qy</td>
<td>9.63484E+05</td>
<td>9.63484E+05</td>
</tr>
<tr>
<td>Qz</td>
<td>2.10007E+06</td>
<td>2.10007E+06</td>
</tr>
<tr>
<td>Qyz</td>
<td>1.15677E+07</td>
<td>1.15677E+07</td>
</tr>
<tr>
<td>Qzx</td>
<td>-1.05568E+08</td>
<td>-1.05568E+08</td>
</tr>
<tr>
<td>Qxy</td>
<td>-2.32201E+04</td>
<td>-2.32201E+04</td>
</tr>
</tbody>
</table>

<p>| Table 6 Comparison of tip displacement sensitivities obtained by displacement load method and consistent displacement load method |
|---------------------------------------------------|---|---|---|</p>
<table>
<thead>
<tr>
<th>Sen. : FDM</th>
<th>Sen. : DLM</th>
<th>Error(%)</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Ux</td>
<td>-2.94191E-04</td>
<td>-3.37163E-04</td>
</tr>
<tr>
<td>Uy</td>
<td>-3.72751E-05</td>
<td>-3.19978E-05</td>
</tr>
<tr>
<td>Uz</td>
<td>-3.26806E-02</td>
<td>-3.77399E-02</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTx</td>
<td>-3.12514E-03</td>
<td>-8.32997E-01</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTy</td>
<td>1.58939E-03</td>
<td>2.26765E+01</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTz</td>
<td>1.51758E-02</td>
<td>1.76283E+00</td>
</tr>
</tbody>
</table>

<table>
<thead>
<tr>
<th>Table 7 Sensitivity of tip displacement</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Sen. : FDM</td>
</tr>
<tr>
<td>----------------</td>
</tr>
<tr>
<td>Ux</td>
</tr>
<tr>
<td>Uy</td>
</tr>
<tr>
<td>Uz</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTx</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTy</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTz</td>
</tr>
</tbody>
</table>

DLM : Displacement load method
Table 6은 평판의 중앙 하단 점에서 변위하중법과 보정변위하중법으로 구한 각각의 변위설계변
감도를 유한차분법과 비교한 것으로 본 연구에서 제안한 보정변위하중법에 의한 설계변감도해석이
신뢰할 만한 결과임을 알 수 있다.
차분을 이용한 설계변감도해석의 경우 결과값이
차분량에 따라 달라질 수 있다고 알려져 있다.
변위 설계변감도를 차분량에 대하여 계수 실험
(parametric study)을 수행하여 Fig. 3에 도시 하였다.
설정량의 크기가 10^3(%) 10^7(%)인 구간에서 설계
변감도 해석값이 안정적으로 나타났으며 본 논문
에 사용된 예제는 이러한 본질을 바탕으로 설정량
을 선정하였다.

3.2 비선형 빔 구조물의 설계변감도해석
본 예제는 Fig. 4와 같은 빔 구조물의 기하 및
재료 비선형해석에 대한 변위 설계변감도해석을
수행하였다. 본 예제에서 사용된 재료의 응력·변
형률 관계는 Fig. 5에 나타나 있다. 빔의 단면적
은 정사각형이고 높이를 설계변수로 선정하였다.
설계응답은 끝 자유단의 변위이다. 모델 제어는
Table 7과 같으며 상용유한요소해석 프로그램
ANSYS의 Beam3 요소를 사용하였다. Table 8에
서 변위하중법과 보정변위하중법으로 구한 각각의
변위 설계변감도해석 결과를 유한차분법의 결과와
비교하였다. 이 예제는 비선형해석의 수렴성이
좋은 요소를 사용했음에도 불구하고 기존의 변위하중법으로
도 정확한 설계변감도 해석을 수행할 수 있음을
보여주고 있으며, 보정변위하중법 역시 정확한 결
과를 보여주길 알 수 있다.
Fig. 6 Finite element model and deformed shape of nonlinear element shell

Table 9 Material properties and design variable of a simple shell structure

<table>
<thead>
<tr>
<th>Property</th>
<th>Value</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Length of side (mm)</td>
<td>100</td>
</tr>
<tr>
<td>Load (N)</td>
<td>10</td>
</tr>
<tr>
<td>Young's modulus (GPa)</td>
<td>210</td>
</tr>
<tr>
<td>Poisson's ratio</td>
<td>0.3</td>
</tr>
<tr>
<td>Design variable (thickness, mm)</td>
<td>1</td>
</tr>
<tr>
<td>Perturbation (%)</td>
<td>0.00001</td>
</tr>
</tbody>
</table>

Table 10 Comparison of tip displacement sensitivities for geometrical nonlinear curved shell computed by the developed methods with those computed by finite difference method

<table>
<thead>
<tr>
<th>Sen. : FDM</th>
<th>Sen. : DLM</th>
<th>Error(%)</th>
</tr>
</thead>
<tbody>
<tr>
<td>Ux</td>
<td>-1.35418E-01</td>
<td>-1.35418E-01</td>
</tr>
<tr>
<td>Uy</td>
<td>4.93623E-01</td>
<td>4.93623E-01</td>
</tr>
<tr>
<td>Uz</td>
<td>-1.17644E-03</td>
<td>-1.17634E-03</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTx</td>
<td>4.85863E-04</td>
<td>5.75051E-01</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTy</td>
<td>1.43954E-04</td>
<td>-2.25191E+00</td>
</tr>
<tr>
<td>ROTx</td>
<td>2.33253E-02</td>
<td>2.91752E-02</td>
</tr>
</tbody>
</table>

3.3 극면 셀 구조물
본 연구에서 제안된 최적적 비선형 설계인감도해석법의 정확도와 효율성을 검증하기 위해 다음 Fig. 6 과 같은 극면 셀 구조물의 인감도를 고려한다. 설계변수는 요소의 두께이며 기하비선형 해석을 수행하였다. 모델에 사용된 요소는 Shell63이며, 모델의 재원은 Table 9와 같다. Table 10은 변위변환법과 보정변환변환법으로 구한 각각의 변위설계인감도 값을 유한차분법과 비교한 것으로, 이 에게에서는 최전 변환인감도의 정확도가 뚜렷하게 향상됨을 볼 수 있다.

4. 결론

준해석 설계인감도법은 정확성과 효율성을 만족하면서 실제 설계문제에 적용하기 않았던 방법이다. 준해석 설계인감도법을 사용한 요소해석 프로그램에 적용하기 위해서는 인감도식에서 나타난 편미분량을 수치적으로 얻만큼 구현해야 한다. 이를 위해 변환변환법이 제안되었다. 하지만 비선형 해석의 경우 기존의 변환변환법으로는 정확한 가상하중을 구할 수 없었다. 이러한 현상은 비선형 해석의 수렴성이 좋지 않은 요소를 사용한 해석에서 심각하게 나타난다. 따라서 본 연구에서는 보정변환변환법을 제안하여 가상하중 계산의 정확도를 향상시켰다. 그리고 비선형 구조물의 변위 설계인감도해석을 수행하여 변환변환법과 보정변환변환법 이용한 준해석 설계인감도해석 정확성을 비교하여 보정변환변환법의 우수성을 보였다.

후기

이 연구는 한국과학자학회 지정 최적설계기술연구센터의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌