

설계자를 위한 해석입문

제6회: 조립체 해석 모델링

발췌인 _ 민승재 _ 한양대학교 기계공학부/자동차공학과 _ seungjae@hanyang.ac.kr

대부분 제품은 여러 개의 부품으로 구성되어 있으므로 제품의 강도를 검증하고 확인하기 위하여 조립된 상태로 해석하는 조립체 해석을 수행해야 한다. 이번 회에서는 이러한 조립체 해석의 모델링에 대하여 설명한다. 부품 단품의 해석과는 달리 조립체 해석에서는 부품과 부품간의 결합, 접촉 등과 같은 경계조건을 설정할 필요가 있고, 메쉬 작성에 있어서도 접촉을 고려한 요소의 선정 등이 필요하다!

우선 부품과 부품이 접촉하는 부분의 여러 가지 결합 방법, 즉 접촉 부분의 조건 설정에 대하여 간단히 소개한다. (그림 1) 부품과 부품을 결합하는 경우에는 면 결합, 모서리 결합, 절점 결합이란 방법이 있지만,

¹ 부품 단품의 해석에서도 예를 들어 핀셋과 같은 형상은 변형에 의한 접촉 부분이 발생하기도 한다.

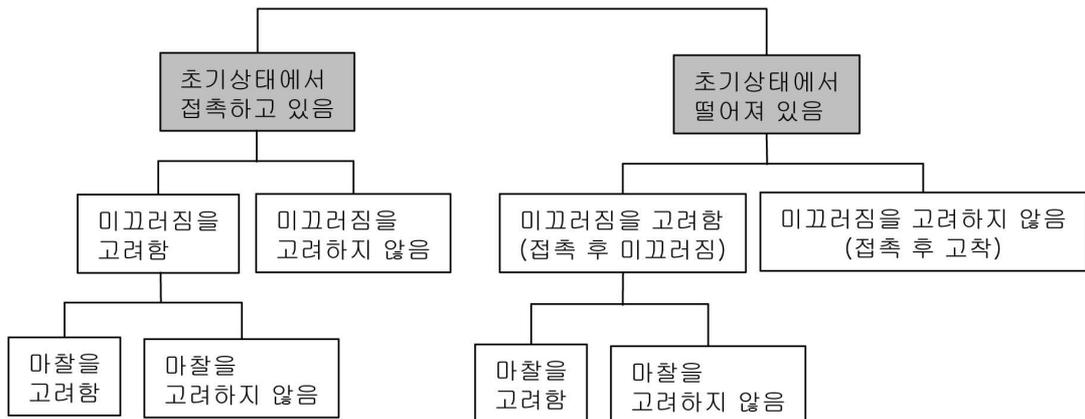


그림 1. 주요 접촉 조건의 분류

여기서는 면 결합과 모서리 결합에 대해서만 설명한다. 접촉 부분의 조건 설정에 있어서 우선적으로 고려해야 할 사항은 초기 상태에서 부품과 부품의 접촉 여부이다. 처음에는 서로 떨어져 있어도 부품의 변형이나 이동에 의하여 접촉하지 않았던 부분이 접촉하는 경우가 있으므로 주의할 필요가 있다. 다음으로 고려할 사항은 접촉 부분에서 부품간의 미끄러짐 존재 여부이다. 부품이 완전히 고착되어 서로 움직이지 않는지, 면 또는 모서리에서 미끄러짐이 발생할 수 있는지를 판단할 수 있어야 한다. 해석 소프트웨어에 따라서 접촉 부분이 떨어지는 것이 가능하도록 조건을 설정할 수 있다. 미끄러짐을 고려할 경우는 마찰의 유무도 정의한다. 마찰이 존재하면 마찰계수를 설정하여 접촉 부분의 미끄러짐 정도를 제어한다. 절점 결합에 있어서도 접촉조건의 분류는 거의 동일하지만, 보다 세밀한 조건 설정이 가능하다. 예를 들어 스폿 용접 부분에는 스프링과 같이 신축적인 요소를 사용하여 절점을 결합하는 것도 가능하다. 해석 소프트웨어에 따라서 조립체 해석을 정의하는 것만으로 부품과 부품을 뭔가의 방법으로 자동적으로 결합해 버리는 경우가 있다. 정의 방법이나 선택된 결합 방법은 사용설명서의 내용을 참조해야 되지만, 앞서 설명한 방법 중의 하나

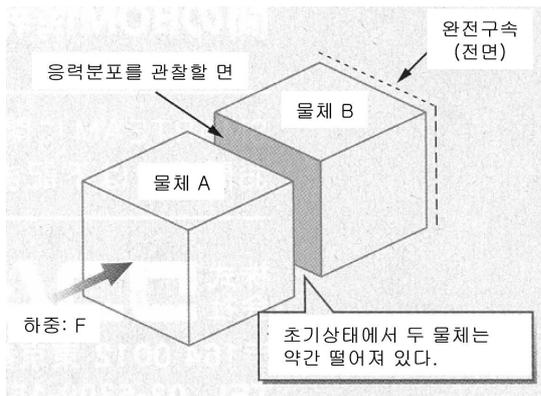


그림 2. 조립체의 해석 모델

인 경우가 많다.

다음으로 메쉬 크기와 메쉬의 종류에 따른 조립체 해석의 계산 결과에 미치는 영향을 살펴본다. 여기서는 기본적인 예제로 솔리드 구조물을 조합시킨 조립체의 응력을 해석하는 경우로 설정한다. 형상 모델로는 그림 2와 같이 한 변이 100 mm인 물체 2개를 서로 마주 향하도록 배치한다. 물체 B에 구속조건을 설정하고 물체 A에 하중조건을 설정한다. 물체 B에 설정한 구속조건은 물체 A와 마주 향한 면과 반대쪽 면 전체를 완전 구속한다. 물체 A에 설정한 하중조건은 물체 B와 마주 향한 면과 반대쪽 면 중앙에 물체 B 방향으로 집중하중을 부여한다. 2개의 물체는 약간 떨어져 있도록 초기상태를 정한다. 하중을 부여하면 2개의 물체는 마주 향한 면에서 접촉하게 되고, 이 부분에 접촉조건을 정의한다. 접촉조건으로는 비교적 간단한 ‘접촉 후 고착’이란 조건을 설정한다.² 계산 결과는 물체 B의 접촉면의 응력 분포로 표시한다.

계산 결과에 대한 메쉬(요소)의 종류와 크기의 영향을 살펴보기 위하여 다음의 5가지 해석모델을 준비한다.

- Case 1: 물체 A, 물체 B, 모두 한 변이 10 mm인 정육면체 1차 요소로 분할한 해석 모델 (그림 3(a))
- Case 2: 물체 A는 한 변이 10 mm인 정육면체 1차 요소, 물체 B는 한 변이 5 mm인 정육면체 1차 요소로 분할한 해석 모델 (그림 3(b))
- Case 3: 물체 A, 물체 B의 각 변(100 mm)을 10 등 분할 점에 절점이 위치하도록 사면체 1차 요소로 분할한 해석 모델 (그림 4(a))
- Case 4: 물체 A, 물체 B의 각 변(100 mm)을 10 등

² 소프트웨어에 따라서 ‘접촉 후 고착’이란 조건을 ‘글루 접촉’이라고도 부른다.

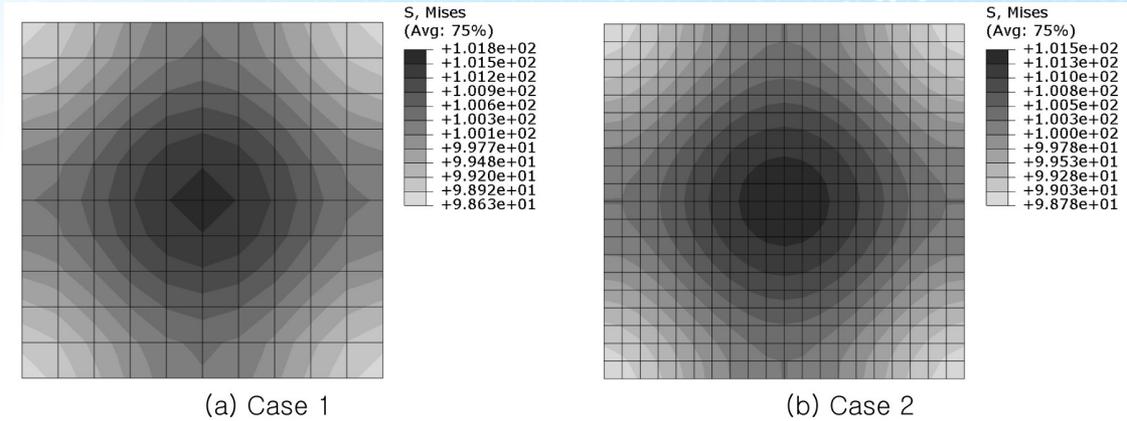


그림 3. 1차 6면체 요소를 사용한 경우의 해석 결과

분한 점에 절점이 위치하도록 사면체 2차 요소로 분할한 해석 모델 (그림 4(b))

Case 5: 물체 A, 물체 B의 각 변(100 mm)을 5 등 분한 점에 절점이 위치하도록 자동요소분할기능을 사용하여 사면체로 분할하고, 각 사면체를 내부 분할함으로써 육면체 1차 요소로 생성한 해석 모델 (그림 6)

Case 1과 Case 2는 사용하는 요소의 종류(육면체 1차 요소)는 동일하지만, 물체 A와 물체 B의 요소의 크기가 다르다. 또한 Case 1과 Case 3~5는 요소의 크기는 동일하지만 요소의 종류가 다르다.

우선 육면체의 1차 요소로 분할한 Case 1과 Case 2의 해석결과를 살펴보자. (그림 3) 일반적으로 육면체 요소로 분할한 해석모델이 가장 정확도가 높은 계산 결과를 얻을 수 있다. Case 1과 Case 2를 비교하면 응력 분포는 상하, 좌우로 미묘한 형상의 차이가 있으나 거의 동일함을 알 수 있다. 결과만을 볼 때, 요소 수가 적은 만큼 계산시간이 짧게 되므로 Case 1으로 충분하다고 생각할 수 있다. 다만 Case 1의 경우에는 물체 A와 물체 B의 접촉면에 있어서 절점 위치가 완전히 일치하므로 이 점에 대해서는 주의가 필요하다. 해

석 소프트웨어에 따라서 접촉을 판단하는 기능을 갖고 있어서 이 기능을 사용하는 경우에는 접촉 부분에 있어서 메쉬의 크기가 동일하면 안되는 경우가 있기 때문이다. 이 조건은 해석 소프트웨어에 따라서 다르기 때문에 사용하고 있는 해석 소프트웨어의 사양을 확인하고, 경우에 따라서는 의식적으로 메쉬의 크기에 차이가 나도록 분할하는 것이 바람직하다.

다음 사면체 요소로 분할한 Case 3과 Case 4의 해석결과를 살펴보자. (그림 4) Case 3은 육면체 요소로 분할한 Case 1이나 Case 2와 동일한 모양의 응력 분포를 보여주고 있으나, Case 4는 얼룩덜룩한 모양이 되어 버린 것을 알 수 있다. Case 4와 다른 Case와의 차이는 요소의 차수이다. 육면체나 사면체란 차이는 있는 것이고 Case 4 이외는 모두 1차 요소이다. 그러나 Case 4는 2차 요소를 사용하고 있다. 사면체의 2차 요소는 구조해석 분야에서는 가장 흔히 사용하는 요소이다. 사면체 요소는 복잡한 형상을 자동 분할하는 것에 적합하고, 변형량 등 해석결과도 1차 요소보다 정확도가 높다. 그러나 접촉 부분에 있어서 2차 요소의 사용은 삼가는 편이 좋다. 2차 요소는 사면체의 꼭지점에 있는 절점 이외에 꼭지점과 꼭지점 사이에

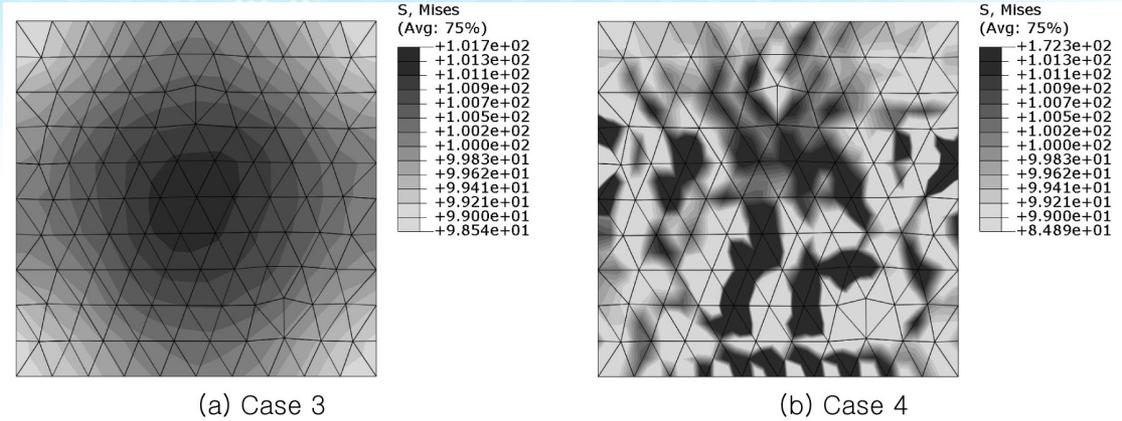


그림 4. 4면체 요소를 사용한 경우의 해석 결과

절점(중간절점)을 하나 더 갖고 있기 때문이다. 실제 이 중간절점과 꼭지점의 절점은 응력값 계산 방법이 다르다. 부품 단품의 구조해석이라면 문제가 없지만, 조립체 해석의 접촉 부분에 있어서는 이 응력값 계산 방법의 차이가 악영향을 미치고 분명히 잘못된 계산 결과를 초래하게 된다.

하지만 사면체 요소를 사용하는 경우 단순히 2차 요소가 아닌 1차 요소가 좋다고 단언할 수는 없다. 예를 들어 하중 방향의 수축량에 주목한다면 1차 요소보다도 2차 요소가 정확한 값이 된다. (그림 5) 이것은 제 2 회에서도 설명했지만, 사면체 1차 요소를 사용하면

해석 모델의 강성이 커지게 되고, 이 때문에 변형량은 적은 값이 되어 버린다. 그렇다고 해도 해석 모델 생성에 있어서 자동분할기능의 활용을 고려하면 사면체 요소를 사용하는 것은 피하기 어렵다. 사면체 2차 요소를 사용한다면, 그림 4(b)와 같이 응력 분포가 울바르지 못한 점과 또한 1차 요소를 사용하는 경우에는 변형량이 적게 되는 점을 인식한 뒤에 사용하는 것이 바람직하다. 또한 차선택으로 사면체 요소를 자동분할로 생성하고 그 사면체 요소를 내부 분할함으로써 육면체 요소로 만드는 방법(Case 5)이 있다. Case 1과 같이 정육면체로는 되지 않지만, 육면체 1차 요소인 점에는 틀림없다. 실제로 해석 모델에서 응력 분포, 변형량 모두 Case 1과 거의 동일한 결과로 나타났다. (그림 6) 그러나 육면체의 면 형상이 정사각형으로부터 뒤떨어지기 때문에 해석 소프트웨어에 따라서는 해석 결과의 신빙성을 확인하는 것이 좋다. 이 점은 해석전문가와 상담해야 한다. 접촉 후 미끄러짐을 고려하는 경우 설명한 예제를 참고로 하여 접촉조건으로 ‘미끄러짐’과 ‘마찰계수’를 설정한다.

이상의 예는 조립체 해석을 접촉의 연장이란 관점에서 계산한 것이다. 조립체 해석에는 이러한 방법

수축량 (×10⁻³ mm)

	9.20	9.21	9.22	9.23	9.24	9.25
1차 육면체 요소 (10 mm)	■	■	■	■	■	■
1차 육면체 요소 (5 mm)	■	■	■	■	■	■
1차 사면체 요소 (10 mm)	■	■	■	■	■	■
2차 사면체 요소 (10 mm)	■	■	■	■	■	■
사면체 요소로부터 생성한 1차 육면체 요소 (10 mm)	■	■	■	■	■	■

그림 5. 하중방향으로의 수축량

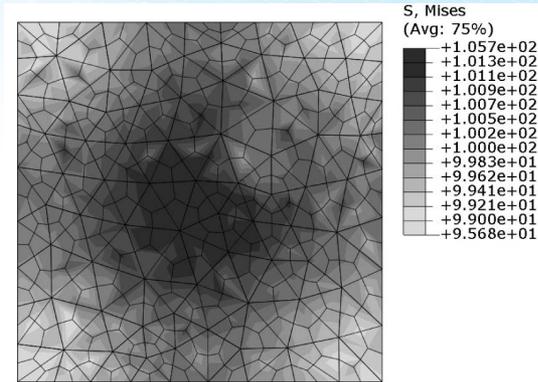


그림 6. 사면체 요소로부터 생성한 1차 육면체 요소를 사용한 경우의 해석 결과 (Case 5)

외에 접촉부가 처음부터 접촉하고 있고 또한 미끄러짐이 발생하지 않는 경우에 있어서는 접촉 부분을 강제결합으로 계산해 버리는 방법도 있다. 다음은 접촉부에 강제결합을 적용한 경우에 메쉬의 크기에 대한 영향을 살펴본다. 가로 100 x 세로 100 mm의 판(두께 1 mm) 2장을 강제결합한 해석 모델(강제결합 모델, 그림 7(a))을 가지고 메쉬 크기를 변화시키면서 해석하였다. 그림에서 보는 바와 같이 좌변은 완전 구속하고 우변의 아래 반쪽에 인장 하중을 부여하였다. 쉘 요소간 결합에는 X축, Y축, Z축 방향의 병진

자유도와 X축, Y축, Z축 회전의 회전 자유도를 결합한다. 이에 따라 2장의 판이 완전히 결합된다.³ 한 변이 10 mm인 정사각형으로 분할한 경우와 한 변이 5 mm인 정사각형으로 분할한 경우의 해석 모델로 계산을 수행하였다. (그림 8) 이것을 가로 200 x 세로 100 mm의 판 1장(일체 모델, 그림 7(b))으로 해석한 결과와 비교하였다. 예상으로는 강제결합 모델의 결합부 강성이 크기 때문에 응력분포와 처짐량이 일체 모델과 다를 것으로 생각했다. 또한 크기가 작은 메쉬가 강제결합에 의한 견고함의 영향이 적어서 일체 모델에 근접한 결과가 되리라고 예상했다. 그러나 실제로는 예상과 반대로 어느쪽도 메쉬 크기에 관계없이 일체 모델과 강제결합 모델에 거의 차이가 없는 결과가 나왔다. 이것은 메쉬 형상이 이상적인 정사각형인 점이 원인이라고 생각한다. 그러나 사면체 요소로 분할한 경우에는 동일한 결과가 된다고 장담할 수 없다.⁴

³ 동일한 방식으로 솔리드 요소를 결합한 경우는 X축, Y축, Z축 방향의 병진 자유도만을 결합하면 된다.

⁴ 간단한 형상인 강제결합 모델을 생성하여 결과에 차이가 있는지 여부를 확인해 본다.

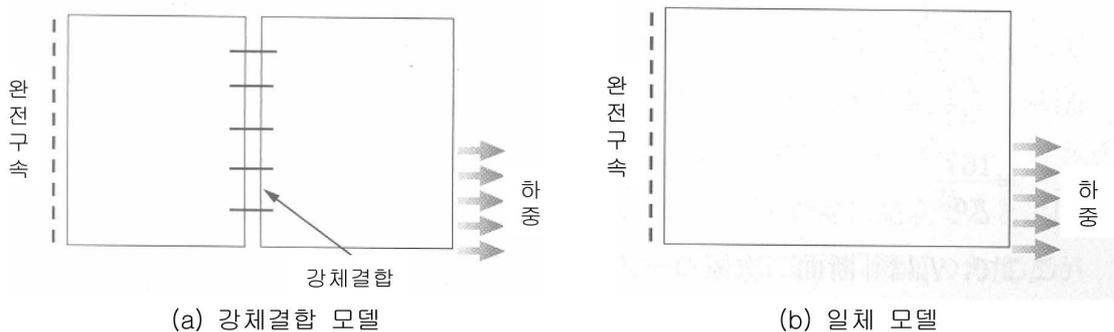


그림 7. 쉘 요소에 의한 모델링

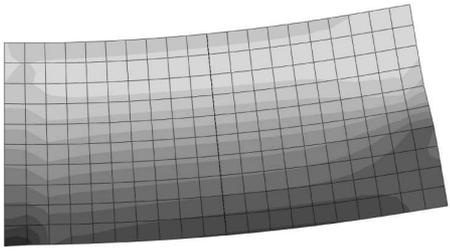
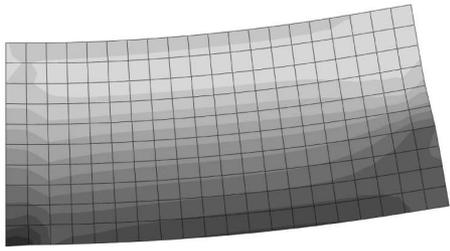
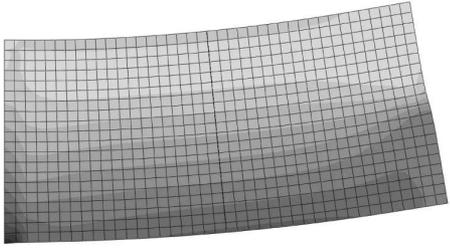
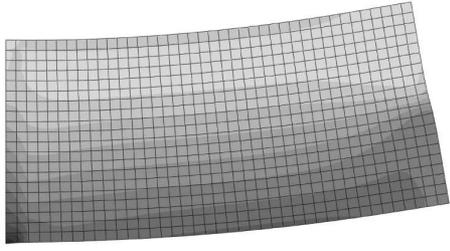
	(a) 강체결합 모델	(b) 일체 모델
10×10 mm 메쉬		
5×5 mm 메쉬		

그림 8. 셸 모델에 의한 응력 분포



본 기사는 한양대학교 기계공학부/자동차공학과 민승재 편집위원이 NIKKEI MONOZUKURI 2006년 6월호 연재기사에서 발췌하였으며, 출판사인 Nikkei Business Publications, Inc.의 연락처는 다음과 같다.

Fax: 81-3-5210-8122

URL: <http://techon.nikkeibp.co.jp/Monozukuri>