

## 第8章 構造解析システムによる解析演習



## 第8章 構造解析システムによる解析演習

### 第1節 構造解析の理論と基礎

#### 1-1 はじめに

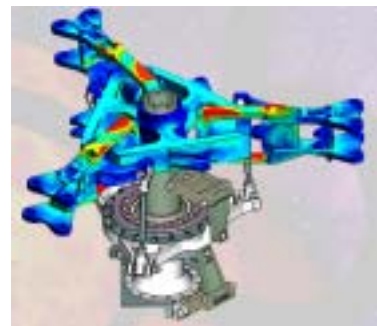
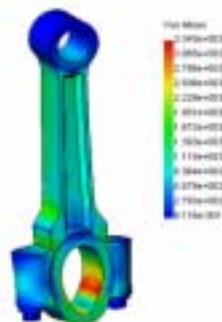
自動車や航空機などの輸送機、あるいは工作機械や建築構造物などは、それぞれ違った使用環境の中で多種多様な力を受ける。そのため、使用中の荷重や疲労により部材に亀裂を生じたり、場合によっては破壊により大事故につながったりする。したがって、設計においてはこのような不具合が生じないように、強度や剛性面などでの安全性を充分検討しておく必要がある。構造解析とは、このように構造物にかかる力に対する部材の応力、変形などを分析し評価することを言うが、構造解析だけでなく熱や流体、電磁場解析なども含めて、このような構造物や製品の設計案に対して、その機能や性能をコンピュータ上で数値解析によりシミュレーションを行い予測評価することを一般的に CAE (Computer Aided Engineering) と呼んでいる。

CAE とは： 製品の設計・開発工程において、設計案の機能や性能をコンピュータ上での数値解析によりシミュレーションを行い予測・評価すること。

この CAE を行うためのソフトウェアにはこれまで様々なものが世の中に普及してきているが、近年、コンピュータ性能の急速な向上と低価格化に伴い、3次元 CAD と連携した設計者向けの使いやすい CAE ソフトが開発されてきている。これらは主に機構解析や構造解析が中心であるが、ユーザーインターフェイスにナビゲーション機能を持つなど、初心者でも操作がわかりやすく、設計者にとって3次元 CAD とともに身近な存在となってきた。企業間競争がますます激しくなり、製品品質の向上や低価格化、開発サイクルの短期化が重要となっている昨今、このような CAE ソフトは製品設計段階において欠かせないツールとなりつつある。ここではまず、主にその構造解析用 CAE ソフトを使う上で必要な基礎知識と、その数値解析手法として広く用いられている有限要素法 (FEM : Finite Element Method) の概要について述べる。

CAE の活用効果：

- ・ 開発期間の短縮
- ・ 製品品質の向上
- ・ コスト削減



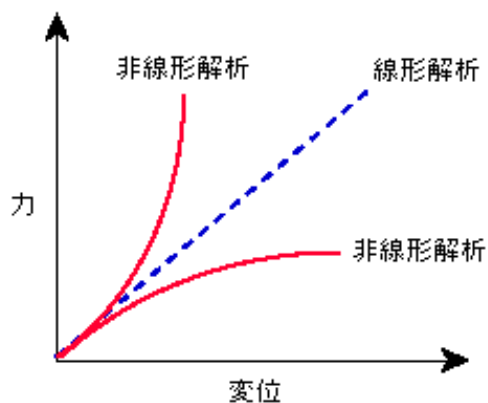
## 1-2 構造解析の基礎知識

このようにコンピュータとソフトウェア技術の進歩により、簡単に実践できるようになってきた構造解析であるが、材料特性や荷重や拘束などの境界条件、結果の評価などはやはり人間が入力や判断を行うところであり、そのため少なくとも材料力学の基礎知識は最低限必要である。たとえば、単位系が異なっているとか、材料のヤング率やポアソン比の値や荷重・拘束条件が適切になっているかどうかなどを判断できなければ間違った結果を出力することになる。また、応力値などの出てきた結果をどう評価すればよいかなどは材料力学の専門知識がなければ難しい。このように CAE はオペレーションさえできればよいのではなく、妥当な結果を出力し的確に評価することが重要であり、そのためにある程度の専門知識が必要となる。

必要な専門知識の例： SI 単位系と重力単位系、材料特性（ヤング率、ポアソン比、質量密度）、応力とひずみ（主応力、せん断応力、ミーゼスの相当応力、垂直ひずみ、せん断ひずみ）、破壊条件（最大主応力説、最大せん断ひずみエネルギー説、疲労破壊、座屈など...）

また、構造解析といっても解析しようとする現象の種類により使用するソフトやモデルが異なってくる。構造解析問題はまず、「静解析」と「動解析」に分類できる。静解析とは、荷重が時間とともに変動しない一定状態にある場合の解析である。時間変化の効果を無視し、外力と内力の静的な釣り合いを解くものである。それに対し、動解析とは、荷重が時間とともに変動する状態での解析であり、この場合、物体の慣性や減衰などの時間変化の影響を考慮する必要がある。

またもう一つの分け方として、「線形解析」と「非線形解析」がある。線形解析とは、例えば下図に示すように力（入力）と変位（出力）の関係が「線形」な挙動を示すもので、この場合構造物の剛性はフックの法則が成り立つ材料のように一定となっている。しかし、材料や入力条件によっては、この剛性が一定とはならない現象問題があり、この場合、力（入力）と変位（出力）の関係は比例にはならず、「非線形」と呼ばれる。非線形問題には材料特性（ヤング率）の非線形性による材料非線形の他に、形状的な非線形性を示す幾何非線形、接触問題のような境界条件の非線形などがある。以上の組み合わせで構造問題はだまかに「線形静的問題」、「線形動的問題」、「非線形静的問題」、

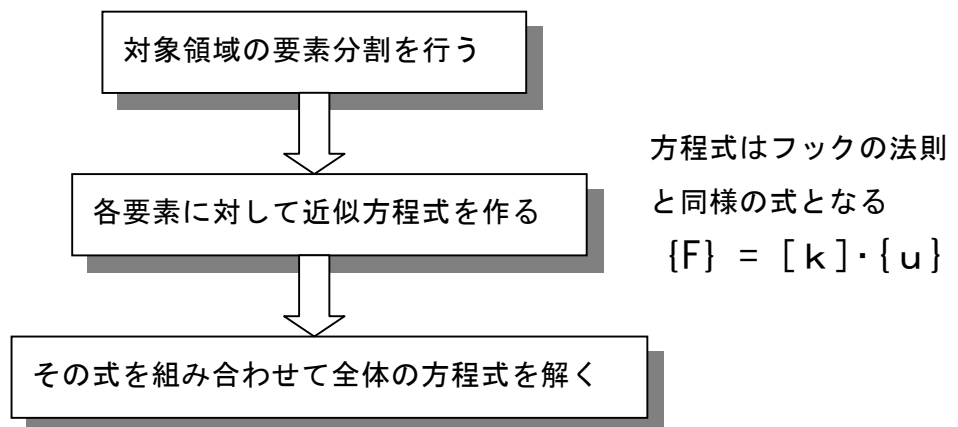
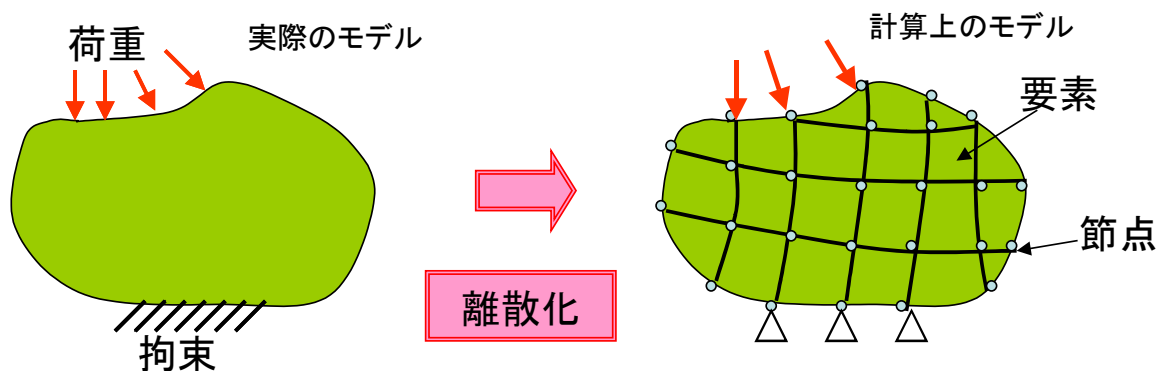


「非線形動的問題」の4つに分類される。特に静的より動的、線形より非線形問題のほうが現象が複雑で解析も難しくなり、このような現象問題を解析する場合はそれぞれの問題が扱える専用ソフトを用いる必要がある。

### 1-3 有限要素法とは

有限要素法(FEM)はもともと1950年代にアメリカのボーイング社の技術者が、航空機を開発する際に考え出された手法を論文発表したことに端を発し、現在ではNASAで開発されたプログラム等を基に、民間企業が広く一般向けに使えるよう改良を加え開発したものが汎用ソフトウェアとして世の中に数多く販売されている。これらは構造解析に限らず、熱解析や流体解析、音や電磁場の解析など幅広い分野で使われている。それではこの有限要素法とはいったいどんな手法だろうか。

有限要素法は、簡単に言えば、まず対象となる物体をある大きさの要素といわれる小部分に分割する。要素を構成する格子点を節点と呼び、各要素はこの節点でつながっている。そして、その1つの要素の特性を簡単な近似方程式で表し、それらを組み合わせて全体の方程式を作り、全体の挙動を算出するという手法である。



このように **FEM** では対象となる領域をいくつかの要素に分けて表現するわけであるが、これを「離散化」と呼んでいる。そしてこの離散化のための要素分割が **FEM** の解析精度に大きく影響する。一般的にこの要素分割を細かくすればするほど計算精度は向上する。しかし、その反面データ量が多くなり計算時間が増大する。そこで解析者は、目的によってこの相反する条件を考慮した適切なモデル化を行う必要がある。従来はこのモデル化に多くのノウハウがあったが、最近のソフトウェアではこの要素分割を自動化し、さらにアダプティブ法と呼ばれる再分割機能により繰り返し計算を行い、誤差をコントロールする機能まで備えたものもある。これらの方法は今後ますます自動化が進み、解析精度も向上するものと思われる。

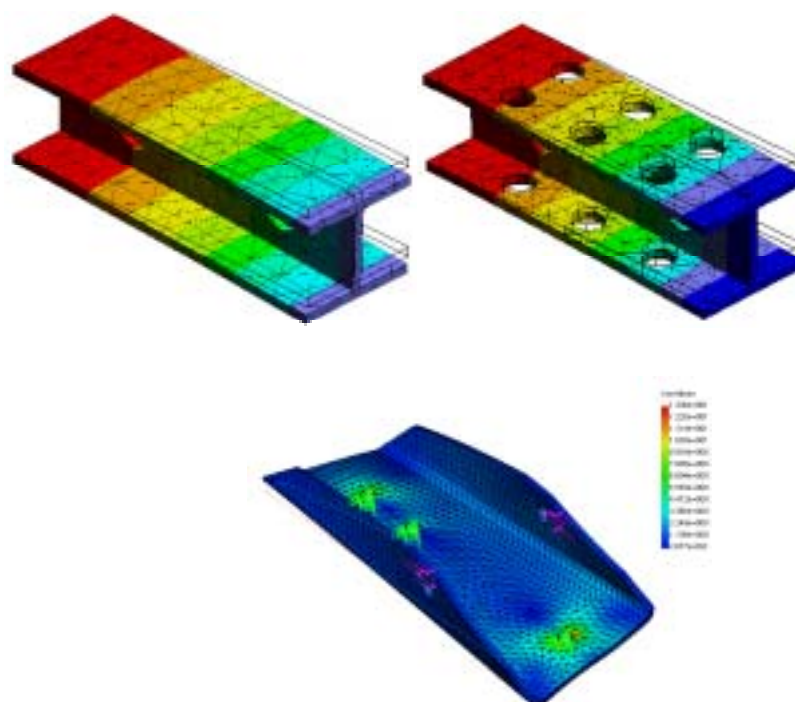
有限要素法の特徴（長所と短所）として、一般的に次のようなことがあげられる。

□長所

- ・どんな形状でもメッシュを切れば答えが出せる。
- ・答えがビジュアルに理解できる。
- ・形状変更を行っても、すぐに答えが出せる。
- ・非常に汎用性があり、適用分野が広い。

□短所

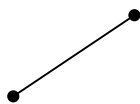
- ・特殊な問題には不向きである。
- ・メッシュの切り方によって答えが変わる場合がある。
- ・現実と同じ条件を与えるのが難しい。
- ・モデル規模が大きいとメモリを消費し、計算時間がかかる。



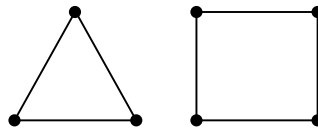
### 1-4 有限要素の種類と特徴

ここでは有限要素法で用いられる要素の種類について説明する。有限要素は大きく分けてビーム要素、シェル要素、ソリッド要素の3つに分けられる。ビーム要素は構造部材が細長い棒のような形状のものに用いられる。また、板金部品のように薄い板を折り曲げて作ったような構造物の場合には、シェル要素を用いる。ソリッド要素は比較的肉厚の厚い鋳物部品のような形状に用いられる。その他ソフトウェアによっては、剛体リンク要素、ばね要素、ギャップ要素などが使えるものもある。また、要素には下図のように1次要素と各辺の間に中間節点をもつ2次要素があり、一般的に1次要素よりも2次要素のほうが精度がよい。しかし、その分、節点数が多くなり計算時間が増大する。近年はコンピュータ性能が飛躍的に向上しており部品レベルであれば計算時間もそれほど苦にならないため、特にソリッド要素の四面体要素を用いる場合は精度を重視して2次要素を用いることが推奨される。

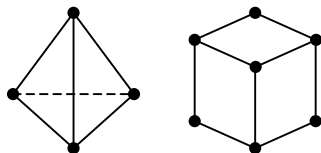
ビーム要素(1次要素)



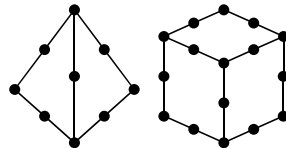
シェル要素 (1次要素)



ソリッド要素 (1次要素)

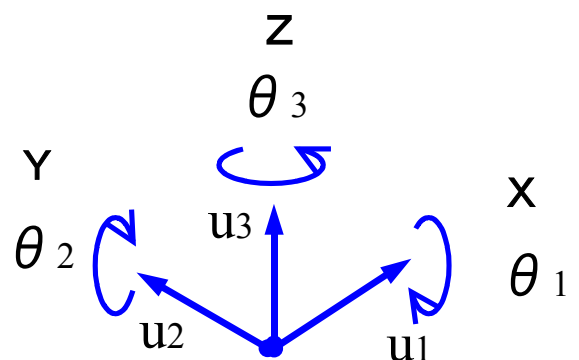


ソリッド要素 (2次要素)



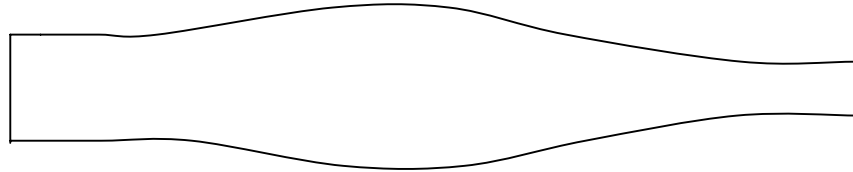
□自由度について：

構造解析の変位量、熱解析の温度など、各解析には変数が存在し、これを自由度という。例えば構造解析の場合、変位には、並進方向 (X、Y、Z) の3自由度と回転方向 (X 軸まわり、Y 軸まわり、Z 軸まわり) の3自由度があり、1 節点に最大6自由度を持つ。



### 1-5 有限要素解析の基礎

有限要素法による解析の考え方を簡単な例題で示す。次に示すような変断面丸棒に軸方向の力が作用したときの変形を有限要素法により解析する場合を考えてみる。



(a) 変断面丸棒



(b) 均一断面丸棒への近似

図8-1 変断面丸棒の有限要素への分割

有限要素法ではまず、図8-1(a)のような断面が変化する棒全体を、図8-1(b)のようにいくつかの断面が均一な棒(要素)に分割する。その際できるだけ細かく分割したほうが近似の精度がよいことが感覚的にわかると思うが、ここでは簡単のため3つに分割するものとする。そして次に要素毎の変形を求め、それを重ね合わせるにより全体の変形を求める手順をとる。

まず始めに、要素①を図8-2のように取り出し、その変形を求めてみる。

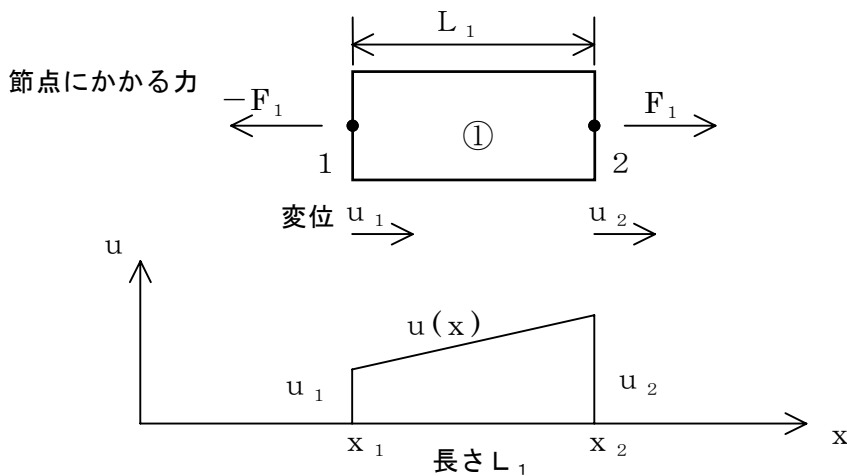


図8-2 要素①の変形



図8-2に示すように、要素①に軸方向の力が作用し、節点1および節点2がそれぞれ  $u_1$ 、 $u_2$  だけ変位したとする。要素①内の変位を1次式で補間すると、次のように表すことができる。

$$u(x) = u_1 + \frac{u_2 - u_1}{x_2 - x_1} (x - x_1) \quad \dots\dots (8-1)$$

このとき、要素①内のひずみは次のように一定となる。

$$\varepsilon = \frac{u_2 - u_1}{L_1} \quad \dots\dots (8-2)$$

ヤング率を  $E$  とすれば、応力  $\sigma$  は

$$\sigma_1 = E\varepsilon_1 = \frac{E}{L_1} (u_2 - u_1) \quad \dots\dots (8-3)$$

となる。節点に作用する力を節点力と呼び、節点1の節点力を  $f_1$ 、節点2の節点力を  $f_2$  で表すと、

$$f_1 = -F_1 \quad f_2 = F_1 \quad \text{となる。}$$

要素①の断面積を  $A_1$  とすると、 $F_1 = A_1 \cdot \sigma_1$  より、

$$f_1 = \frac{E_1 A_1}{L_1} (u_1 - u_2) \quad f_2 = \frac{E_1 A_1}{L_1} (-u_1 + u_2) \quad \dots\dots (8-4)$$

が得られる。

ここで、 $k_1 = \frac{EA_1}{L_1}$  とおくと、式8-4は

$$\begin{aligned} k_1 u_1 - k_1 u_2 &= f_1 \\ -k_1 u_1 + k_1 u_2 &= f_2 \quad \dots\dots (8-5) \end{aligned}$$

となる。式8-5は要素①の節点力と節点変位の関係を示すものであり、(8-5)式をマトリックス表示すると次のようになる。

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (8-6)$$

ここで  $\begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \{f\}$ 、 $\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} = [K]$ 、 $\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \{u\}$  とおけば、

$$\{f\} = [K] \{u\} \quad \dots\dots (8-7)$$

式8-7を要素剛性方程式と言い、 $[K]$ を要素剛性マトリックスと呼ぶ。

要素②、要素③についても同様に、次のような要素剛性方程式が得られる。

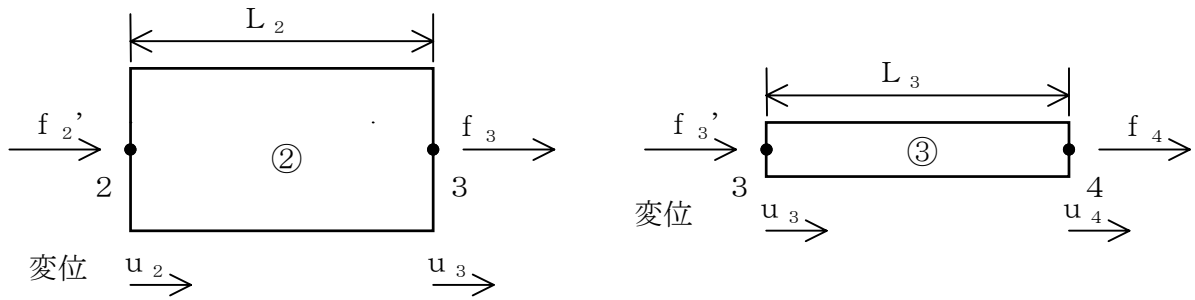


図 8-3 要素②、要素③の変形

$$\begin{bmatrix} f_2' \\ f_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} f_3' \\ f_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_3 & -k_3 \\ -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \quad (8-8)$$

ただし、 $k_2 = \frac{E_2 A_2}{L_2}$   $k_3 = \frac{E_3 A_3}{L_3}$  とする。

( $A_2$ 、 $A_3$ および $E_2$ 、 $E_3$ はそれぞれ要素②、③の断面積、ヤング率)

今考えている要素分割の例では、節点数が全部で4つあるから式8-6および式8-8を

4行4列(4×4)のマトリックスで表示すれば、次のようになる。

$$\text{要素①} \quad \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (8-9)$$

$$\text{要素②} \quad \begin{bmatrix} 0 \\ f_2' \\ f_3 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (8-10)$$

$$\text{要素③} \quad \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_3' \\ f_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (8-11)$$

式8-9～式8-11を次のように略記する。

$$\begin{aligned} \{ f_{e1} \} &= [K_1] \{ u \} \\ \{ f_{e2} \} &= [K_2] \{ u \} \quad \dots\dots (8-12) \\ \{ f_{e3} \} &= [K_3] \{ u \} \end{aligned}$$

棒全体の節点力と節点変位の関係は式8-12の左辺、右辺をそれぞれ次のように加え合わせることによって得られる。すなわち、

$$\begin{aligned} \{f_{e1}\} + \{f_{e2}\} + \{f_{e3}\} &= [K_1]\{u\} + [K_2]\{u\} + [K_3]\{u\} \\ \{f_{e1} + f_{e2} + f_{e3}\} &= [K_1 + K_2 + K_3]\{u\} \end{aligned}$$

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 + f_2' \\ f_3 + f_3' \\ f_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix} \quad (8-13)$$

式8-13は次のように表すことができる。

$$\{f\} = [K]\{u\} \quad (8-14)$$

これを**全体剛性方程式**と言い、 $[K]$ を**全体剛性マトリックス**と呼ぶ。

さて、では実際に棒に図8-4のような境界条件を与えて式8-13を解いてみる。

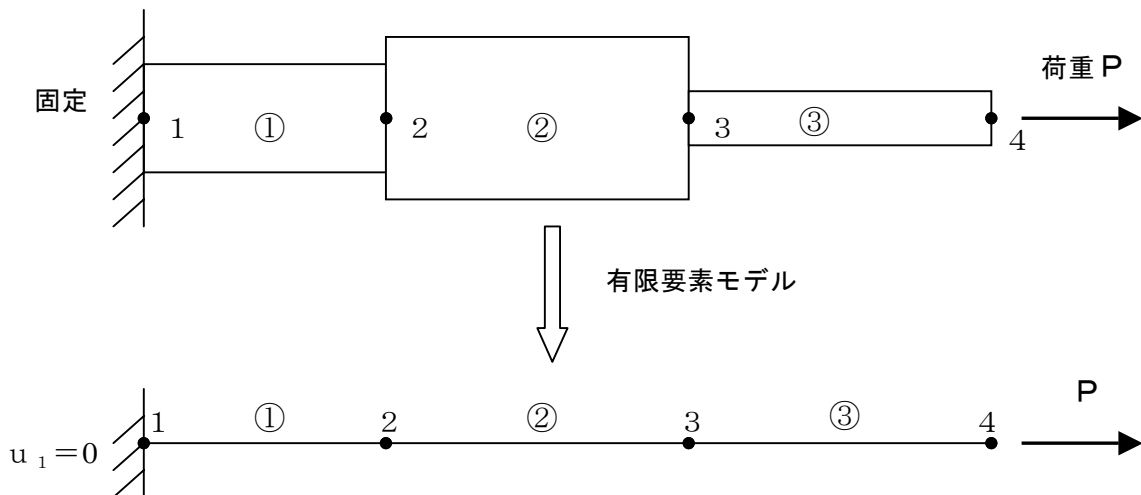


図8-4 境界条件

境界条件は、節点1が固定され、節点4に荷重Pが作用しているため、 $u_1=0$ 、 $f_4=P$ となる。また、節点2、3には外力は作用していないことから、 $f_2 + f_2' = 0$ 、 $f_3 + f_3' = 0$ となる。これらを式8-13に代入すると次のようになる。

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix} \quad (8-15)$$

未知数は  $f_1$ 、 $u_2$ 、 $u_3$ 、 $u_4$  の4つであり、式8-15は式が4つあるのでこの方程式は解くことができ、実際に解くと次のように未知数が求まる。

$$u_2 = \frac{P}{k_1}, \quad u_3 = \left[ 1 + \frac{k_1}{k_2} \right] u_2, \quad u_4 = \left[ 1 + \frac{k_1}{k_2} + \frac{k_1}{k_3} \right] u_2, \quad f_1 = -P$$

$k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$ は、例えば  $k_1 = \frac{EA_1}{L_1}$  であるから、材料がわかれば棒の断面積、長さ、ヤング率より求まる既知の値である。以上より、節点変位  $u_1$ 、 $u_2$ 、 $u_3$ 、 $u_4$  の値が求まると各要素のひずみは式 8-2 より、

$$\varepsilon_1 = \frac{u_2 - u_1}{L_1} \quad \text{などとして求まる。また、ひずみ } \varepsilon_1 \text{ が求まると式 8-3、式}$$

8-4 より

軸力  $f_1$  が求まり、要素の応力は  $\sigma_1 = E_1 \varepsilon_1$  より求まる。

このように有限要素法では各節点の変位をまず近似式で仮定し、それをもとに各要素における要素剛性方程式をたてる。それを組み合わせて全体剛性方程式を作り、境界条件を入れることにより、その方程式を解くと節点の変位が求まる。変位が求まればひずみが求まり、ひずみがわかれば応力が求まるのである。

さて、このようなやり方を変位法と呼ぶが、本格的な問題を扱おうとすると変数の個数が非常に多くなり、幾つもの代入計算をしなければならない。そのためにコンピュータが用いられ、大規模な計算を一度に行い結果を出力させることができる。

## 1-6 構造解析の手順

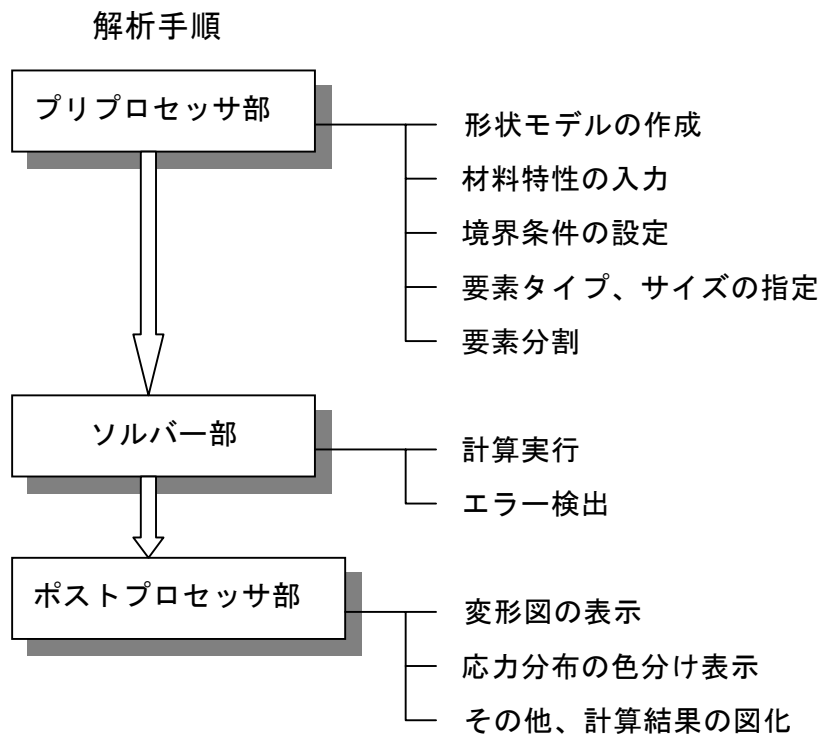
有限要素法を利用した構造解析の手順は、使用するソフトウェアにより若干異なるが、基本的には下図に示すように大きく分けて、プリプロセッサ部、ソルバー部、ポストプロセッサ部の3つの段階からなる。

まずプリプロセッサ部は、コンピュータで解析を行うためのモデルやデータの前準備を行う部分である。3次元 CAD 等で作成した形状モデルに対して、ヤング率、ポアソン比などの材料特性を与え、荷重、拘束などの境界条件を設定した後、モデルの要素分割を行い、コンピュータで計算をさせる前のデータ準備を行う。

次にソルバー部は、前段階のプリプロセッサ部で必要なデータが正しく設定されていれば、コマンドを指示するだけで内部のプログラムに従って自動的に行われる数値演算を行うところである。ここでの処理はコンピュータに任せ、人間は計算終了までひたすら待つことになる。もし、ここでエラー等が生じれば、もう一度プリプロセッサ部で入力したデータや境界条件を見直すことになる。

最後にポストプロセッサ部であるが、ここではコンピュータが計算した結果の数値を処理する部分である。結果を人間にわかりやすく表示するため、変形図を重ね

描きしたり、応力分布をコンタ図と呼ばれる色分けで表示したりする。この結果を見て、解析者や設計者は設計案の良し悪しを判断することになる。



### 1-7 解析の留意点

有限要素法による解析は、設計者にとっては入力データを変えるだけで幾通りものケーススタディを行うことができ、設計案を検討する上で非常に有効な手段である。しかし、初心者がよく陥りがちなことは、コンピュータで計算を行うとあたかも正しい結果が得られたように錯覚しがちで、間違っただけの結果が出て気づかないことである。コンピュータは指示どおりの計算は正しく行うが、当然ながら間違っただけの入力データや適切でないモデルの条件からは正しい結果は得られない。また、モデルの要素分割の大きさによっても解析精度は異なってくるわけであるから、解析の目的によってどの程度の分割が適切なのか、入力データや荷重・拘束条件が実際と合っているかどうか、などを見極める目をもつことが重要である。また、解決しなければならない問題を適切なモデルに置き換えて解析を行い、得られた結果をどう評価し、設計案に対してどう対応するかを判断する能力も必要である。さらに、より精度よい解析を行い設計に有効に活用していくためには、既存モデルで解析結果と実験結果との突合せを行い、モデルや解析条件を変更したりして実験との整合をとり、このようなノウハウや実績データを蓄積して、次の設計に活かせるようになる必要がある。

## 第 2 節 構造解析システムを使った基本演習

### 2-1 設計者用構造解析システム

前章で、構造解析（有限要素法）の理論と基礎を勉強したが、机上の問題ばかりではなく実際の設計モデルに対して計算を行わなければならない。いままで、3次元 CAD を使用して3次元ソリッドモデルを作成し、形状や配置、動き、反力などを検証してきた。そこで、構造解析もそれら3次元モデルを使って変形や強度、安全率を求めることができれば便利である。

現在、SolidWorks をはじめとする代表的な CAD データを直接やり取りして、構造解析がそのままできる便利なツールが多く出ている。その中でも特に設計者用に考えられた DesignSpace というツールをここでは使用する。まず、その概要を説明する。

従来の構造解析（FEM）ツールの一般的な手順は、図 8-5 のように、形状データを作成した後に計算用のメッシュ作成（分割）を行い、計算に必要な諸条件を定義してから始めて解析を実行する。そして、形状データを作成する作業に大きな工数を使っていた。もちろん、3次元 CAD のデータを読み込むことはできるが、バージョンが異なっていたりファイル形式の相違により完全に読み込むことが困難な場合も少なくなかった。

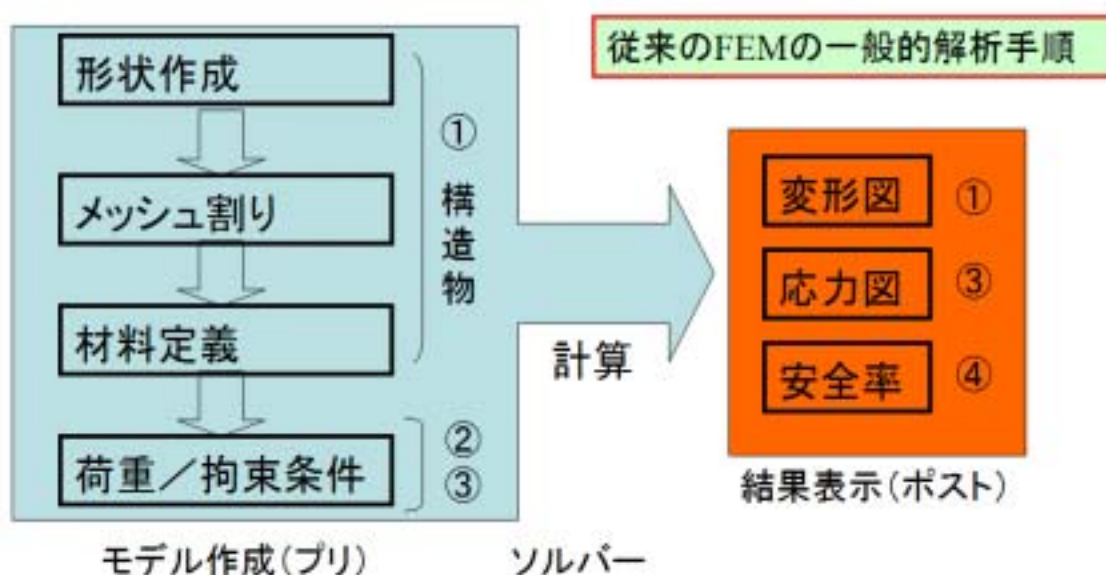


図 8-5 FEM ツールの一般的な手順

近年の設計者用ツールは、最初から3次元CADを使うことを前提としており、3次元CADデータとの親和性を第1に作られているのが特徴である。そのことにより、設計者は、設計検討用の3次元データと解析形状データとを区別することなく使え、効率化を図ることが可能となる。図8-6にその解析手順を示す。

荷重データについても、8-4節で示す機構解析との連携においては、荷重ファイルを読み込むだけで設定可能である。また、理論のところでも述べたようにFEMの計算結果は計算メッシュの切り方や細かさにより影響を受ける。そのメッシュ作成を自動的に最適な状態まで修正してくれるアダプティブ法を使用すれば、計算精度についてもある程度保証することが可能となる。

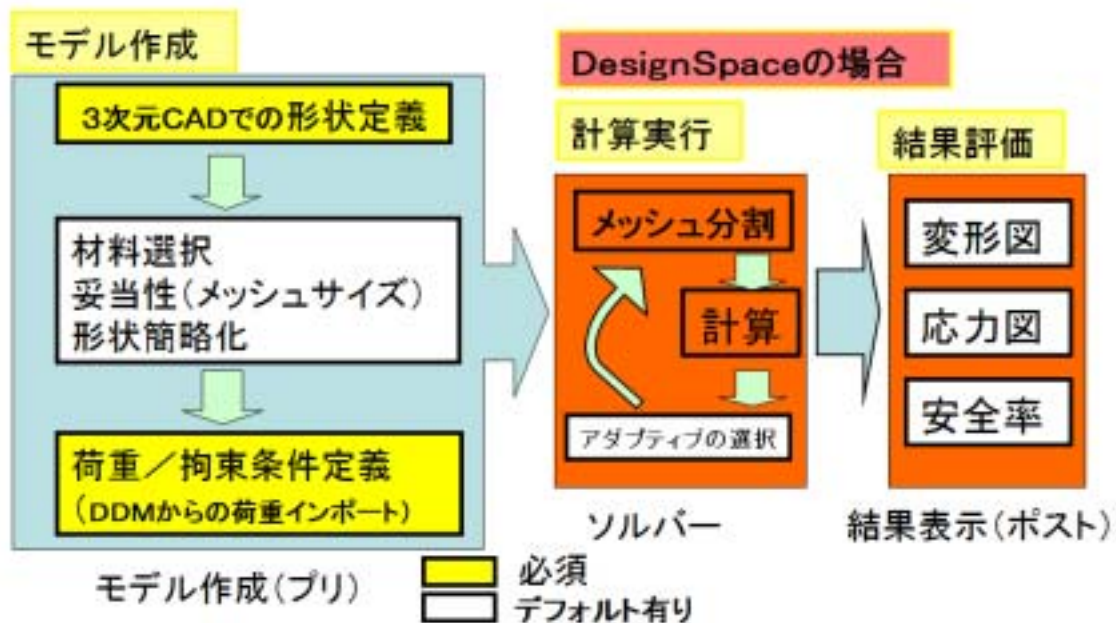


図8-6 設計者用ツールの一般的手順

また、設計者用構造解析ツールで計算できる物理現象は図8-7に示すような種類である。その他にも構造解析の現象はいろいろあり複雑であるが、設計者が手軽に計算できなおかつ基本的で重要な機能に限定をしている。図8-7のDesignSpaceの解析機能について簡単に解説する。

### (1) 線形静解析

製品に力、圧力、重力などの外力が作用した場合に、製品がどのように変形しその外力と釣り合うかを計算する。そして、そのときの変位、ひずみ、応力を求め、強度的な安全率を評価する。一番基本的で頻繁に使用する機能である。

### (2) 熱伝導解析

製品内に発熱体が存在したり、高温体や低温体などから熱の出入りがある場合の製品の温度分布を計算する。フィンの形状設計などは温度状態を計算する必要がある。

### (3) 固有値解析

破損や騒音の原因となる製品の共振現象を計算する。共振時の振動モードとその周波数を計算し、共振を起こす可能性があるか、またその場合どの部位を補強すれば共振を避けることができるかを検討する。

### (4) 連成解析

連成解析とは異なる物理現象を一緒に考慮することを意味し、DesignSpace の場合、熱伝導解析をした温度結果を使って静解析を行う熱応力解析、静解析の応力結果を使って固有値解析をする荷重状態での共振解析を示す。

### (5) 形状最適化

形状最適化とは、ある制約条件（最大応力値がある値以下になるとか）のもとでどの部位をどのくらい削ることができるかを計算し、重量を最小化するものである。DesignSpace では削れる可能性のある部位を色で表示してくれる。

- 1) 線形静解析
- 2) 熱伝導解析(定常状態)
- 3) 固有値解析
- 4) 連成解析
- 5) 形状最適化  
(トポロジー最適化)



図 8-7 計算できる物理現象



## 2-2 DesignSpace の機能と特徴

実際に DesignSpace を使用する前に、線形静解析の機能について以下に説明する。

前章で簡単に説明したが、線形静解析とは図8-8に示す現象である。製品に外力が作用した場合の変形や応力を求めるものであるが、その際、以下の3点の条件がある。

- ・荷重はゆっくりと静的に作用するものとする。つまり、時間的に変化のない一定して荷重が作用している状態である。
- ・材料は降伏などの現象を起こさない範囲の状態である。つまり、荷重を除去すれば完全に元に戻る状態である。
- ・製品は当然荷重を受ければ変形するが、その変形量は一般に微小である。ゴムのように元の形状に対して大きく変形してしまうものは扱えない。

- ある物体に荷重をかけると、その物体は変形し、荷重の影響は物体全体に伝わる。
- 荷重の影響を吸収するために、物体に内力が生じ、拘束点には外荷重に釣り合うように反力が生じる。
- 線形静解析では、二つの基本的な仮定(静的仮定、線形仮定)の下で外荷重の影響での変位、ひずみ、応力の計算を行う。

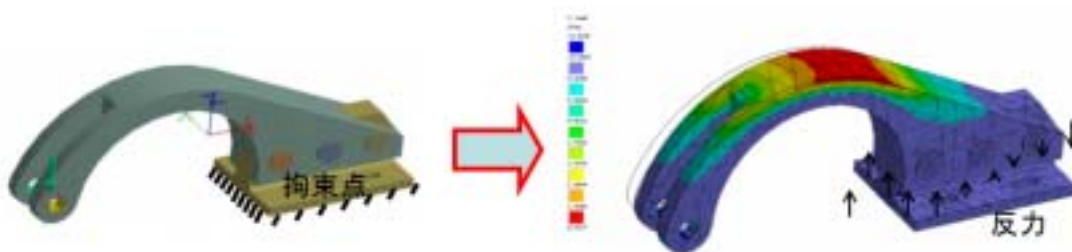


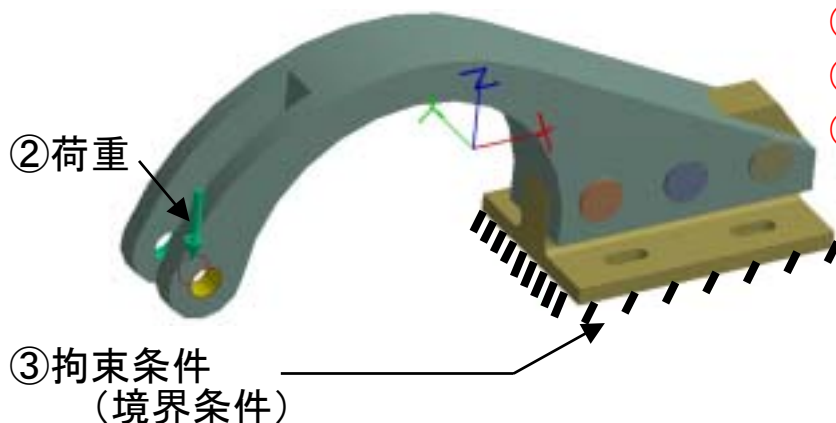
図8-8 線形静解析とは

つまり、図8-9に示すように、既知の状態(形状、材料、荷重、拘束)を定義して、未知の状態(変形、ひずみ、応力、安全率)を求める過程となる。

## 線形静的応力解析

### 既知

- ① 構造物  
(形状、材料特性(ヤング係数、ポアソン比))



### 未知

- ① 変形?  
② ひずみ?  
③ 応力?  
④ (安全率?)

図 8 - 9 線形静解析の入出力

それでは、解析に必要なデータとはどのようなものになるか、具体的に見ていく。

まず、形状データは、前章までトレーニングしてきた SolidWorks の 3 次元 CAD データそのものである。

次に製品の材料データであるが、図 8 - 1 0 に示す。材料のヤング率とポアソン比は必須である。その他は計算種類によっては必要ないが、定義されている限りは問題ないので、常に以下の 5 つは定義しておくようにする。

## ■ 材料の物性値

- ヤング率( $E$ )
- ポアソン比( $\nu$ )
- 熱膨張係数( $\alpha$ ) (熱応力解析のときのみ)
- 降伏点、許容応力 (安全率計算のときのみ)

図 8 - 1 0 線形静解析に必要な材料データ

次に荷重データであるが、図8-11に示すような種類がある。荷重には大きく分けて、物体力と表面力がある。物体力は、重力や遠心力など物体の質量に比例して作用する荷重である。表面力は面や辺、頂点など特定の場所のみに作用する荷重である。

また、温度も温度差により物体は熱収縮や熱膨張など変形を引き起こすので、熱荷重として荷重の種類となる。

## ■ 荷重

(物体力)

■ 並進加速度 (eg. 重力加速度)

■ 回転速度 (eg. 遠心力)

(表面力)

■ 圧力

■ 面、辺、頂点に対する力

■ ボルト荷重

■ モーメント

■ 面、辺、頂点に対する**強制変位**  
(熱荷重)

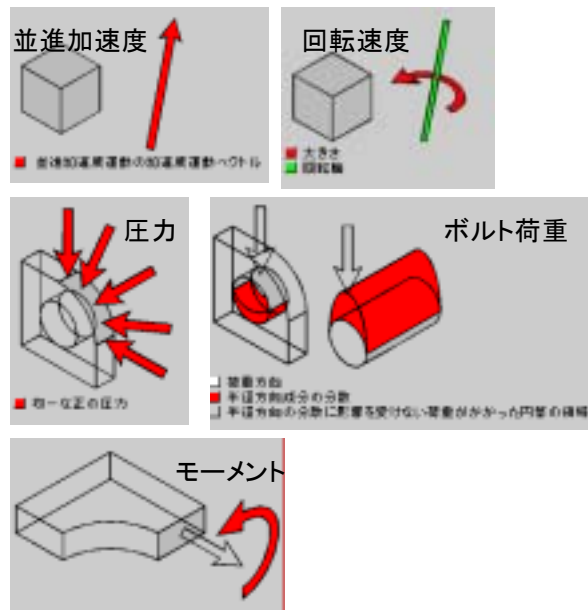


図8-11 線形静解析に必要な荷重データ

次に荷重データを機構解析結果ファイル (DDM または COSMOSMotion) から取り込むことが可能である。その場合、必要な物体力と表面力が自動的に設定されるのでユーザが新たに荷重を設定する必要はない。更に、動いている部品は、力の釣り合い状態は保たれているものの、絶対空間上には拘束されていないので、一般に拘束条件も不要である。図8-12に荷重転送の場合の例を示し、図8-13にその注意点を示す。

## ■ 荷重

### (モーションからの荷重)

- Design Spaceは、DDMもしくはCOSMOSMotionで解析した、ジョイント反力と物体力を、Design Spaceの荷重として、自動的に取り込めことができる。

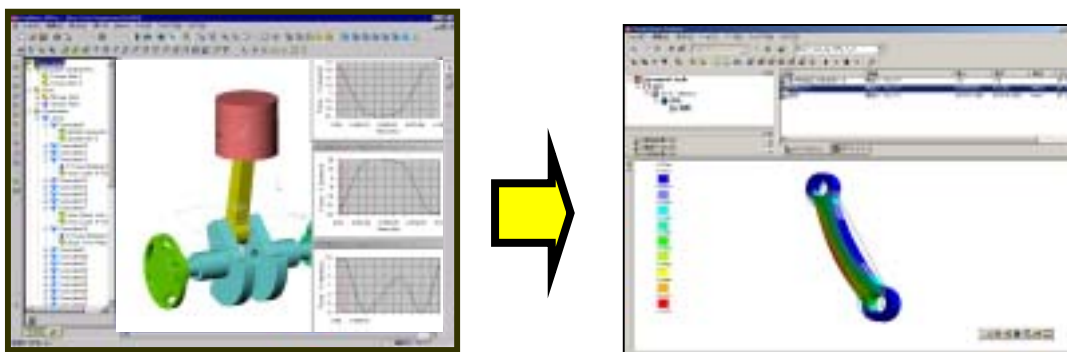


図 8 - 1 2 線形静解析に必要な荷重データ (モーションからの荷重の場合)

■機構解析の結果をインポートするとき、DesignSpaceは、機構解析で計算されたジョイント荷重、重力状態、そして回転速度を取り出す。

■並進速度(剛体モーション)は、部品の応力状態に影響を与えないため、応力解析に取り込む必要はない。並進加速度と回転加速度は、慣性解放(inertia relief)として知られている数値テクニックを使用して、DesignSpaceに計上する。ジョイント荷重と重力状態を与えると、DesignSpaceは、動的均衡状態にするために必要とされる加速度を内部で計算する。

■DesignSpaceによって計算される値は、ある小さなパーセンテージ内で、機構解析の結果と一致する。Find Answersの間に行われる計算では、不自然な荷重や支持(つまり、実際には存在しない”実世界”のパーツやアセンブリ内の支持のことである)。を追加する必要なしに、精度の良い変形状態と応力状態の結果を出力する(DesignSpaceオンラインヘルプより)。

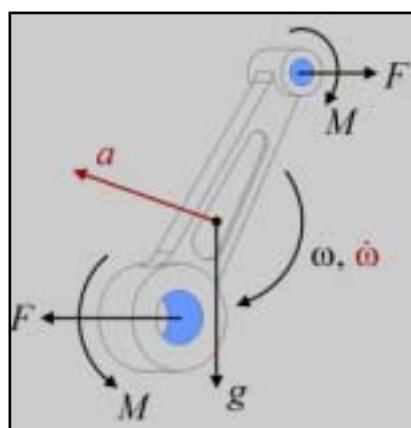


図 8 - 1 3 モーション荷重の取り込み (モーションからの荷重の場合)

次に拘束条件のタイプを図8-14に示す。拘束条件は、面、エッジ、頂点など特定の指定した部位について定義する。その際に、完全固定なのかある方向のみ固定なのかなどの違いがある。たとえば、ある面を指定した場合、その面の法線方向は固定であるが、面内方向には動ける場合はすべり面となり、「摩擦のない面」となる。

## ■ 拘束

- 面、辺、頂点に対する拘束
- 半径方向と軸方向に支持された円筒
- 半径方向に指示された円筒
- 円筒固定
- 摩擦のない面⇒対称モデル
- ピン固定円筒⇒境界非線形
- 節点強制変位を使った、成分(X,Y,Z)別の拘束

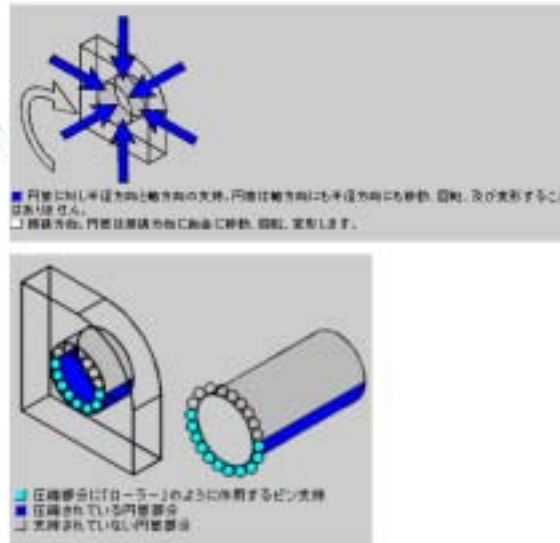


図8-14 線形静解析に必要な拘束条件

以上が、線形静解析に必要な既知の条件の具体的な内容である。

当然、これらの条件の与え方により計算結果が異なることになり、それらはユーザの責任となる。従って、ユーザはツールの解析機能を十分知ると共に、実際の製品の条件がどのようなになっているか、実際と解析モデルの条件はどの程度一致しているのか、またはどの程度差異があるのかを知った上で、解析を実行しその結果を評価しなければならない。

以降、解析実行後の評価結果について述べる。

図8-15に線形静解析の解析結果のうち、変位と反力について示す。変位とは初期位置よりどの程度変形したかの移動量を示す。全体座標系の X,Y,Z 方向の各移動量を出力することもできるし、合成量 (X,Y,Z 変位量の合成ベクトルの大きさ) として出力することもできる。一般には変位の合成量を色付きコンター図で出力することが多い。

また、拘束位置には外力と釣り合いを保つための反力が発生しているはずである。その反力値を出力し外力と同程度の値が出ていることを確認することも必要である。

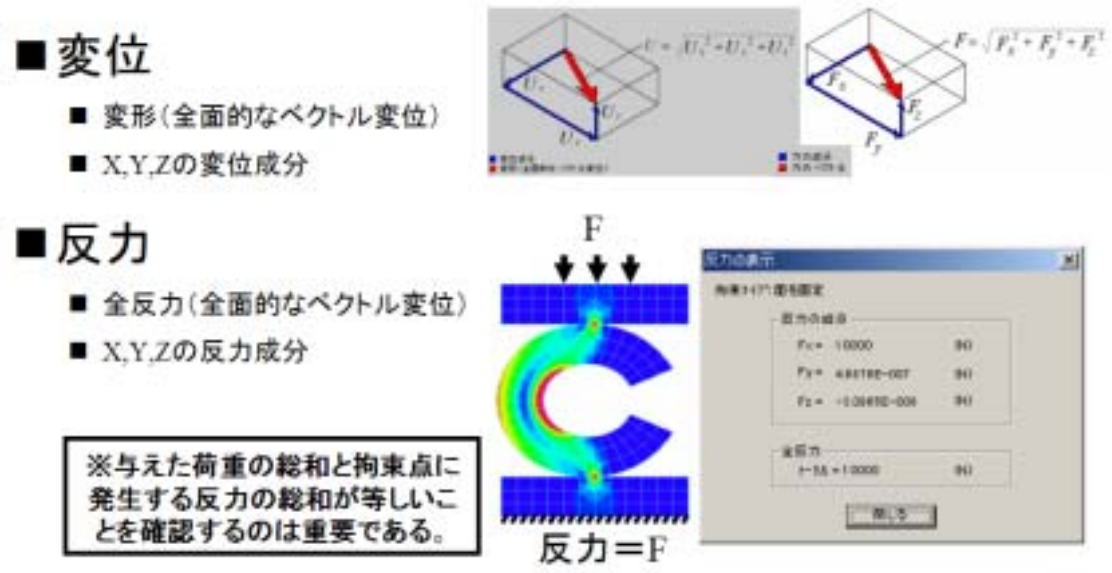


図8-15 線形静解析のアウトプット (変位、反力)

次に線形静解析の結果のうち、ひずみと応力について図8-16に示す。ひずみとは伸び量を元の長さで割った無次元量であり、伸び率とか変形率などとも呼ばれる。つまり、伸び量だけではその材料がどのくらい元の形状から離れているのか分からないので元の形状で割った率で示したのが、ひずみである。従って、ひずみが大きい箇所はそれだけ大きな無理が生じているところと言える。

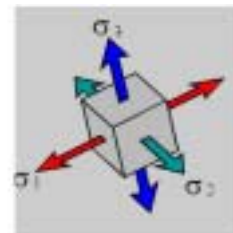
更に、そのひずみに材料のヤング率をかけたものが応力である。応力はヤング率と同じ (単位面積あたりの力) の単位系を持つ。ひずみと同様に応力の高い部位はそれだけ材料的にストレスが溜まっている箇所と言え、その部位より破損に至るケースが多い。

また、応力は数学的にはテンソル量と呼ばれ、ある面に対して応力ベクトルが定義できる。その応力ベクトルがある適当な面を選ぶと垂直に向く面があり、その状態を主応力面と呼ぶ。その主応力の大きさと面の方向により純粋引張応力とその方向、または純粋圧縮応力とその方向を知ることができる。

更に、その主応力の差を取った図8-16の下式で求めた相当応力と言うものもよく使われる。この物理的意味はせん断応力の合成量を示し、金属材料などはこのせん断応力の合成量により破損に至るケースが多い事実による。相当応力は主応力とは違い、方向を持たないスカラー量である。

また、応力やひずみも変位量と同じく色付きコンター図で表示し、どの部位がつかいかを色でまず判断するのが一般的である。

■歪  
■応力



■主応力

要素の成分はそれが計算される方向によって変わるが、ある点で応力表示の座標軸を回転していくと、せん断力が無くなる場所がある。そのときに残っている3つの垂直応力を「主応力」という

■相当応力(フォンミーゼス応力)

フォンミーゼスの相当応力は材料(一般に金属)が降伏し、塑性化し始める時に必要な応力の強さを示す指標のひとつ。3つの主成分を用いると以下のように示される。

$$\sigma_e = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

図8-16 線形静解析のアウトプット(ひずみ、応力)

最後に安全率の結果出力について示す。安全率とは、設計基準応力/最大発生応力であり、その材料の強度的余裕度を示す。安全率が大きいほど余裕があり、1以下であれば破損するという判断ができる。

ここで、設計基準応力とは一般にはその使用している材料の降伏応力または引張破断応力を用いることが多い。しかし、独自に基準値を設定しているのであればそれを使用してもよい。

そして、最大発生応力の方であるが、先に説明したように計算される応力はいろいろな応力がある。そのどの応力の最大値を使うかは、図8-17に示す指針がある。一般に使用している材料により使い分ける必要がある。一般金属のような延性材料については、計算応力として相当応力またはせん断応力を用いる。また、ガラス、ブロック、セラミックなどの脆性材料は、最大主応力（最大引張応力）を用いる。これらは、過去の様々な実験データより裏付けされたものであり、実際の破損と良く合うことが知られている。

安全率の結果も色付きのコンター図で表示することが多く、設計許容安全率以下と以上で色分けをすると分かり易い。

## ■応力安全性ツール

- |                              |   |                    |
|------------------------------|---|--------------------|
| ①最大相当応力<br>(フォンミーゼス応力)安全性ツール | } | ■延性破壊向け<br>(金属など)  |
| ②最大せん断応力安全性ツール               |   |                    |
| ③モールクーロン応力安全性ツール             | } | ■脆性破壊向け<br>(ガラスなど) |
| ④最大引っ張り応力安全性ツール              |   |                    |

※いずれのものも、降伏強さや破壊強さなどを許容応力として設定し、それに対する「安全率」「安全許容率」「無次元応力」を表示する機能

図8-17 線形静解析のアウトプット（安全率評価）



## 2-3 リンク ASSY モデルを用いた DesignSpace の基本的使い方の演習

## 手順1) CAD モデルの読み込み

CAD(SolidWorks)を立ち上げ、¥リンク DS.SLDASM を開く。今回、このアセンブリー部品が軸力を受けた場合の応力集中問題を DesignSpace を使って計算してみる。

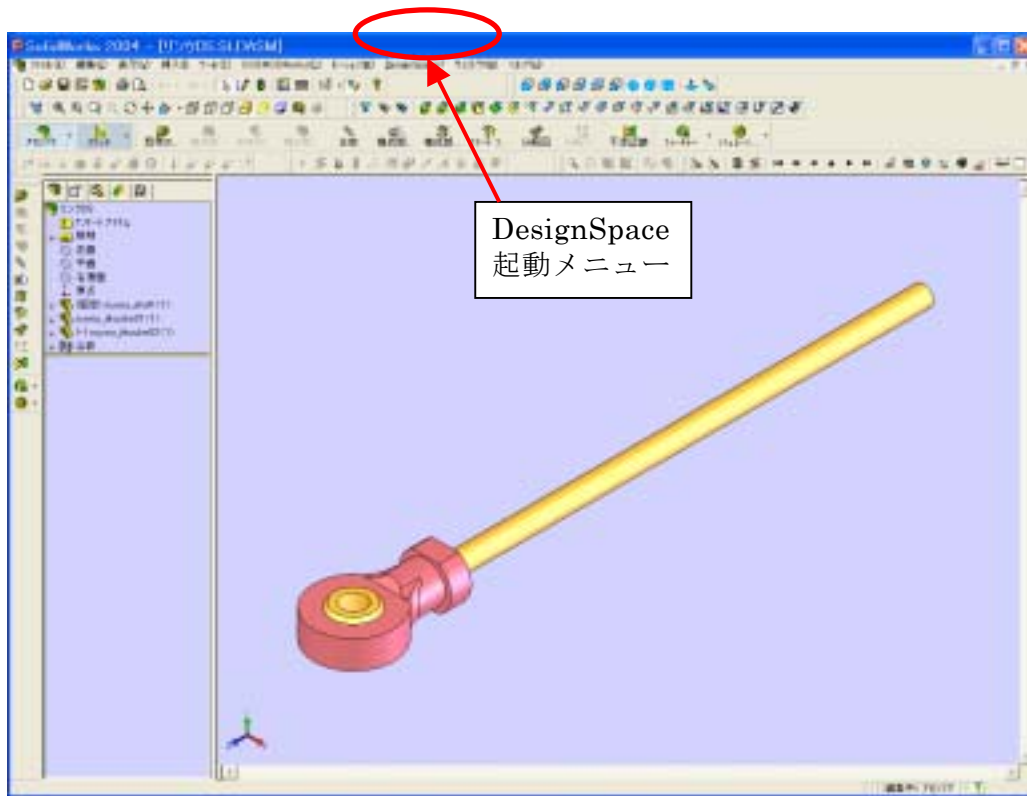


図8-18 SolidWorks 上にモデルを読み込んだ状態

## 手順2) DesignSpace の起動

CAD 上の「DesignSpace」メニュー（バージョンによっては DesignSpace7 となっている）から [DesignSpace 起動] を選択し、DesignSpace 画面を立ち上げる。SolidWorks の画面とは別の DesignSpace 専用の画面が起動する。

（注）DesignSpace がインストールされているにも拘わらず、「DesignSpace」メニューがない場合は、[ツール] → [アドイン] で DesignSpace PlugIn にチェックが入っているか確認する。なければ、チェックを入れる。

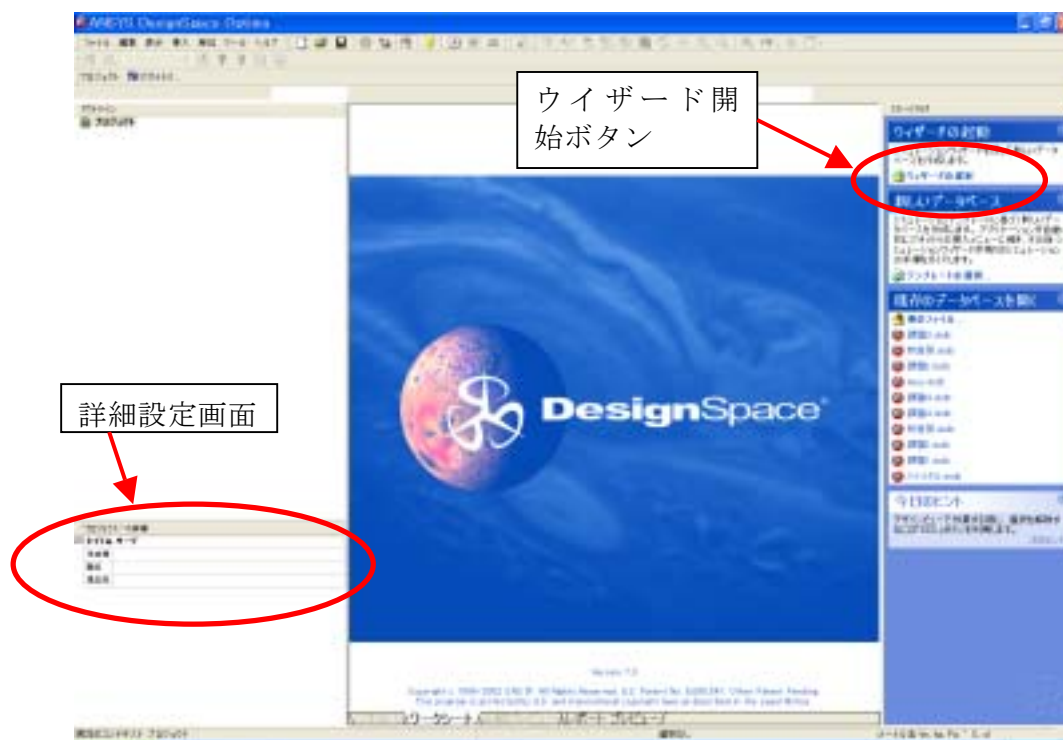


図 8 - 1 9 DesignSpace の起動画面

DesignSpace では、ウィザード方式、テンプレート方式、アウトラインから挿入していく方式があるが、ここではウィザード方式を使って作業を行う。また、詳細設定については、左下の詳細設定画面を使用して設定する。

(注) ウィザード方式、テンプレート方式、アウトラインのいずれを使っても、結局同じであり、あまり拘る必要はない。慣れてくれば、ツリー上から右クリックで直接、設定や編集、削除などを行なうのが速くて良い。

まず、右上のウィンドウで、

- ・「ウィザードの選択」を選択する。
- ・次に「安全率や応力変形を求めます」を選択する。
- ・次に「ジオメトリの挿入」で、アクティブなCADファイルの「リンク DS.SLDASM」を選択する。

以上で、SolidWorks 上のモデルが、DesignSpace 画面上にアタッチ（読み込み）される。

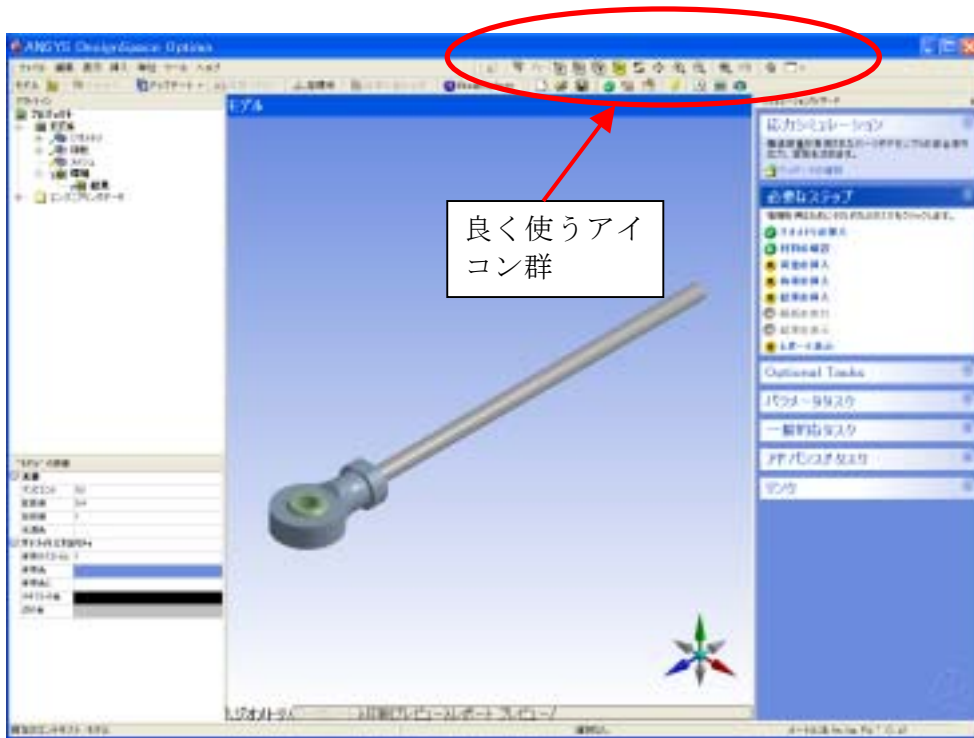


図8-20 DesignSpaceにSolidWorksのモデルを読み込んだ状態

<参考>

ここで、DesignSpace内でよく使うアイコン及び、モデルの移動、回転等のコマンドの説明をしておく。

標準ツールバー



- ・新規作成 (左から順に説明)
- ・ファイルを開く
- ・保存
- ・ウィザード起動、終了ボタン
- ・単位変換ツール
- ・名前選択ツールバーの表示
- ・解析実行ボタン
- ・コメントの挿入
- ・図の挿入
- ・イメージキャプチャーボタン

## グラフィックツールバー



- ・隣接選択
- ・ラベルの移動
- ・方向
- ・選択フィルター（面の選択）
- ・選択フィルター（エッジの選択）
- ・選択フィルター（頂点の選択）
- ・選択フィルター（パーツの選択）
- ・モデルの回転
- ・モデルの平行移動
- ・モデルの拡大、縮小
- ・モデルの領域拡大
- ・モデルのフィット
- ・ルックアット（選択面の法線方向からの表示）
- ・ワイヤーフレーム表示
- ・画面の分割

その他、モデルの回転アイコンを選択した状態で、

- ・上下、左右の軸を選択して回転すると、一軸回転になる
- ・モデル内をピックするとそこが中心位置に移動する
- ・モデル外をピックするとモデル重心が中心位置に移動する
- ・画面右下の座標軸をピックすると、その座標軸方向に向く

### 手順3) 各パーツへの材料の定義

左上ツリー内の「ジオメトリー」の中の各パーツを選択して、左下の詳細設定画面内で材料を確認する（デフォルトは **Structural Steel** になっている）。材料を変更するときは、材料のところ「検索」を選択して変更する。たとえば、`ouyou_shaft-1` をピックし、左下の詳細画面で、**Structural Steel** の右にある三角マークをピックして「検索」を選択し「ステンレス鋼」を選択し材料を変更する。

すべてのパーツの材料を変更するには、**Ctrl** キーまたは **Shift** キーを押しながら変更するすべてのパーツを選択して、一度に変更することも可能である。ここでは、すべてのパーツを「ステンレス鋼」に変更する。

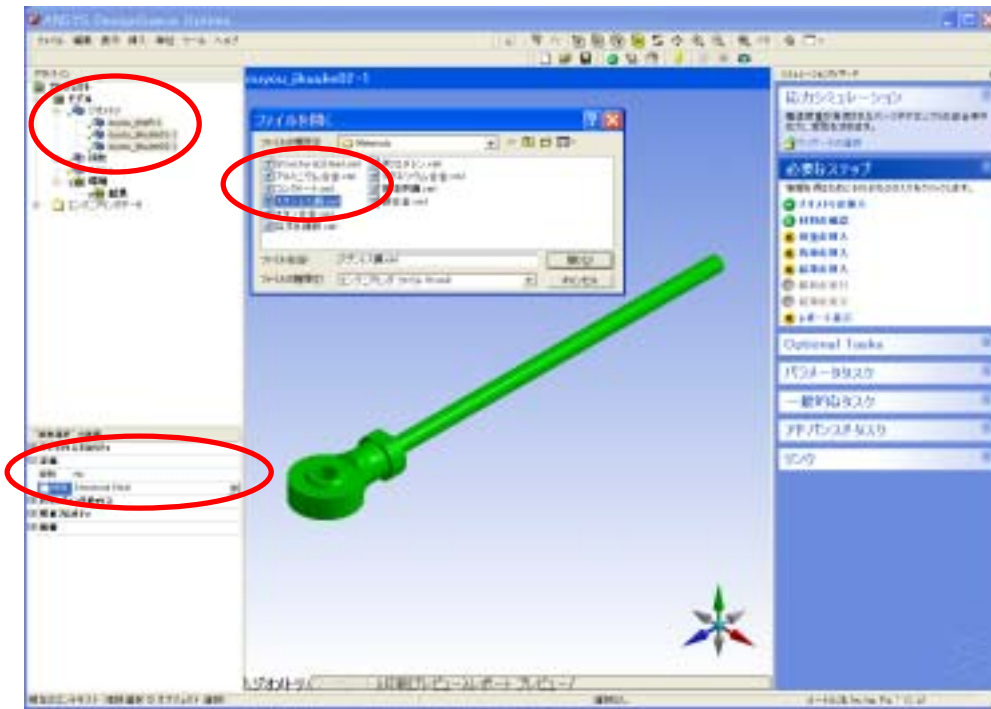


図8-21 leber1の材料をステンレス鋼に変更

#### 手順4) 荷重の定義

ウィザード内での「荷重の挿入」をピックすると設定する個所のメニューが吹き出しで示される。ここで、[構造] → [ボルト荷重] を選択する。

まず、左下の詳細設定画面の「ジオメトリー」入力ボックスをピックし、ouyou\_jikuuke02-1の穴の内側円筒面を選択し適用を押す（(注)：面が選択できない場合は、選択フィルターアイコンで面選択がOnになっているか確認する）。

次に、「大きさ」ボックスをピックし1000と入力する(1000N)。

さらに荷重の方向設定のために「方向」ボックスをピックし、ouyo\_shaft-1の円筒面を選択する。すると円筒面の軸方向に荷重が向く。向きを逆にした場合は画面左上の黒と赤の矢印を押す。画面に対して手前に向くようにして適用を押す。

(注) 今、円筒面を荷重面として指定しているが、通常の「力」だと指定した面全体に均等荷重が作用することになる。それでも良いがここでは、ボルト荷重を使用する。ボルト荷重では、荷重方向の半円筒面のみに荷重がかかる状態となる。とくに円筒面にピンが差し込まれそのピンがある方向に力を受ける場合を想定して、ピンが押し合う半円筒面（接触部）のみに荷重を掛けてくれる機能である。

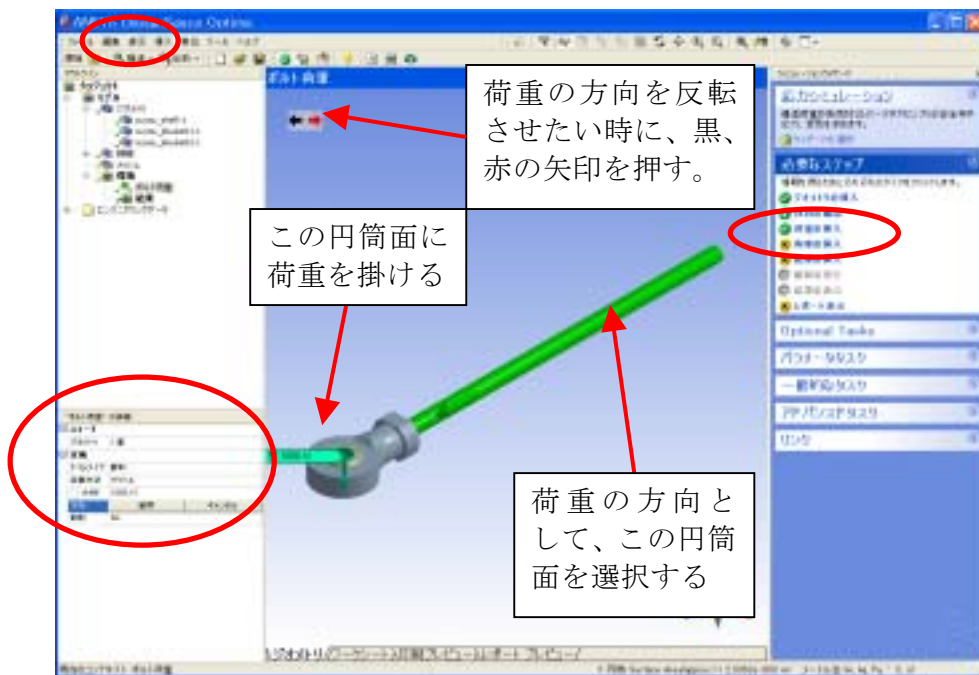


図 8 - 2 2 先端の穴内面に横方向の荷重を定義

手順 5) 拘束条件の定義

ウィザード内での「拘束の挿入」をピックすると設定する個所のメニューが吹き出しで示される。ここで、[構造] → [固定] を選択。固定する ouyou\_shaft-1 の端面を選択して「適用」を押す。また、[構造] → [摩擦なし固定] を選択し、ouyou\_jikuuke01-1 の平らな面を選択して、**適用**を押す。

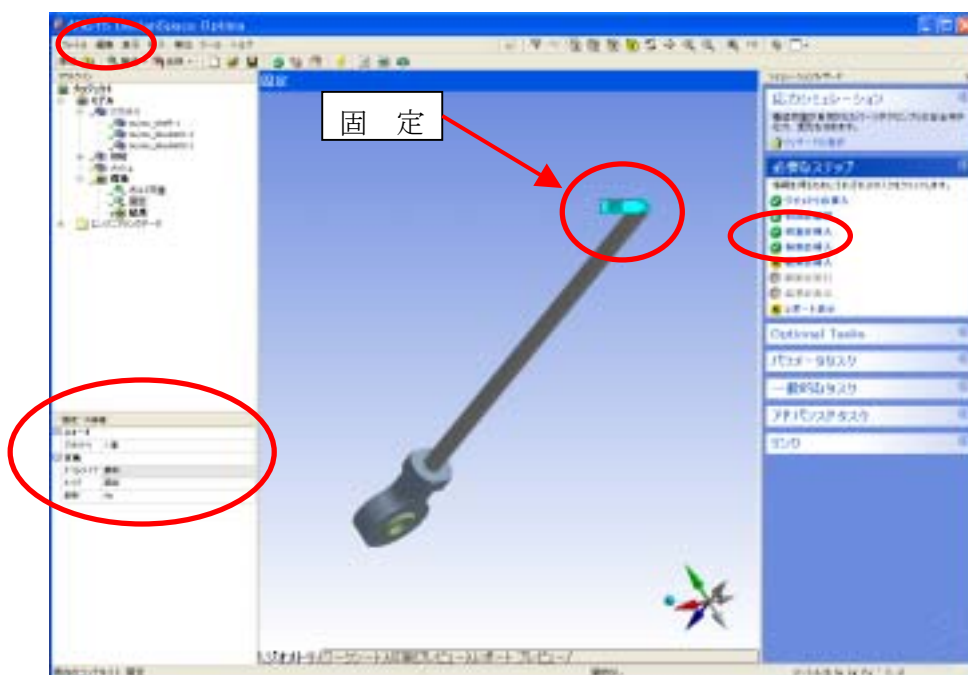


図 8 - 2 3 端面を完全拘束定義

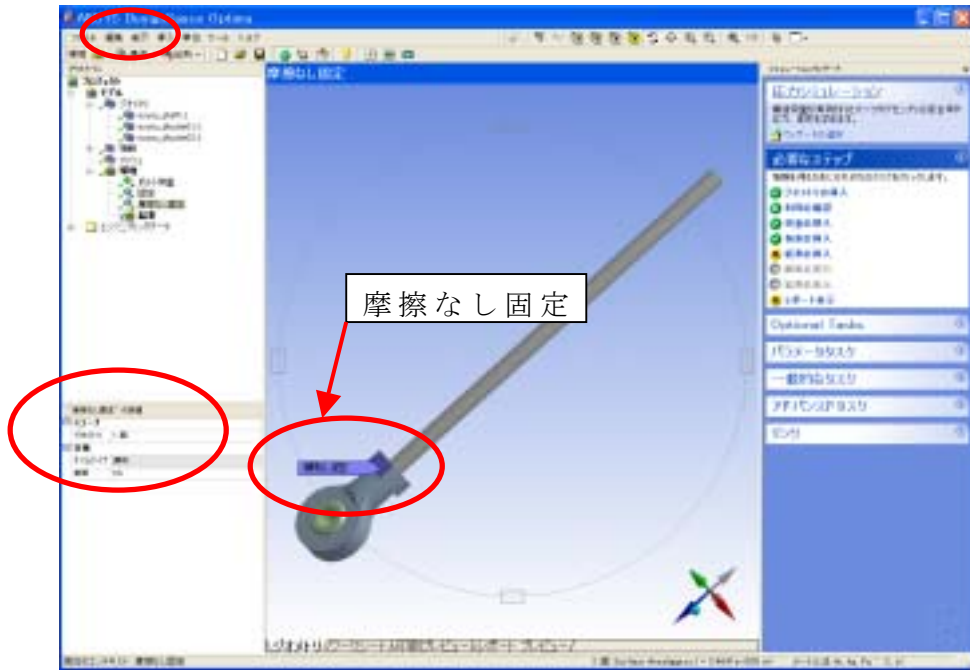


図8-24 平面をすべり面拘束定義

手順6) 計算用メッシュの作成

左上ツリー内の [メッシュ] を右クリックし、[メッシュプレビュー] でメッシュ作成及びメッシュ図を確認する。

(注) メッシュの妥当性とは全体の平均メッシュサイズであり、デフォルトでは0に設定され、-100に行くほど粗く、+100にいくほど細くなる。計算上はメッシュサイズを細かくした方が解析の精度が上がるが計算時間がかかるためその兼ね合いを考える必要がある。ここでは、デフォルトでも細かく切れているのでデフォルトで行なう。

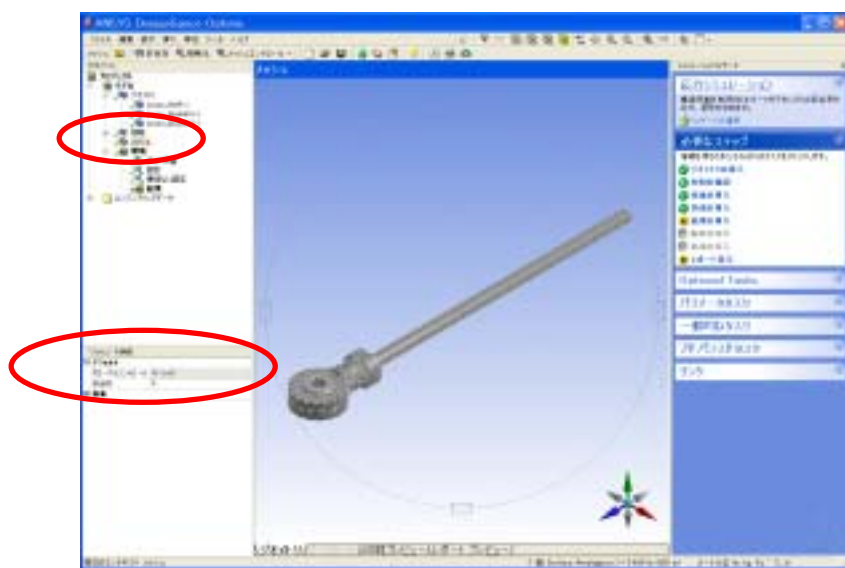


図8-25 デフォルトメッシュ図の表示

### 手順7) 計算結果の定義

ウィザード内での「結果の挿入」をピックすると設定する個所のメニューが吹き出しで示される。ここで、[応力ツール] → [最大相当応力] を挿入する。更に「安全率」を挿入する。その他には、[応力] → [相当応力]、[変形] → [全変形量] を挿入する（(注)：選択出来ない時は、一度、ツリー上の「結果」をピックしてから挿入する）。

注) Ver7 では [ツール] → [応力ツール] を選択することにより安全率も挿入される。

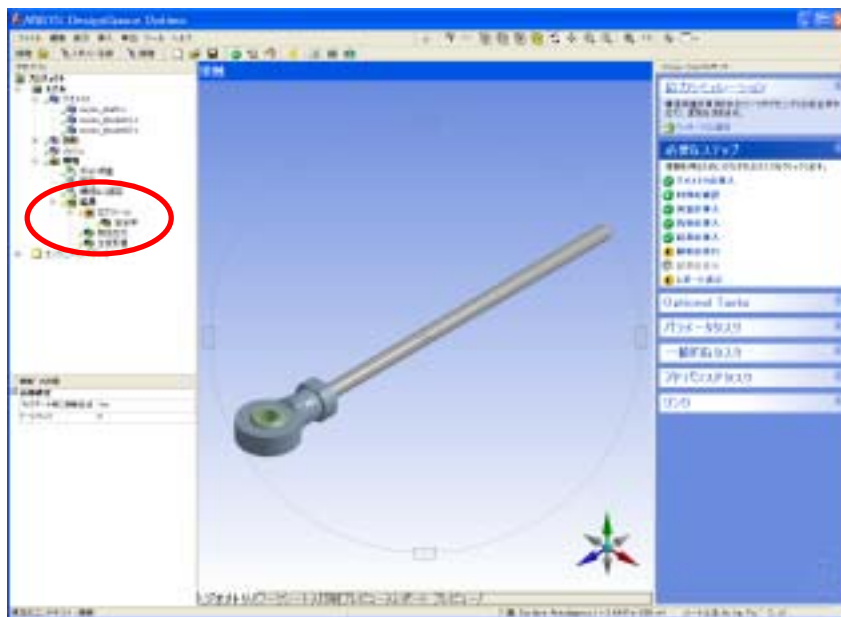


図8-26 見たい解析結果の指定

### 手順8) パーツ間の接触面の定義

ツリー上の「接触」をピックし詳細設定画面でトールランスが0。ツリー上の「接触」の中の「接触領域」をピックし詳細設定画面でタイプが「ボンド」になっていることを確認する。ボンドとはパーツ間の接触面が固着しているイメージである。その他、すべり面や接触分離面のタイプもここで定義できるが、ここでは時間がかかるのでボンドのままとする。

### 手順9) 計算の実行

ウィザード内での「解析の実行」をピックすると設定する個所のメニューが吹き出しで示される。ここでは、解析実行のためのカミナリ形のアイコンをクリックする。解析実行の画面が起動し実行プロセスの推移が示される。

### 手順10) 計算結果の表示

計算が終了したら、見たい解析結果のアイコンを選択する。たとえば、「結果」フォルダー内の「全変形量」をクリックして変形図をプロットする。



中央上の緑の三角形アイコンで、アニメーション表示が可能である。停止するには右側の停止ボタンを押す。更に、左上アイコンで、変形倍率、スムーズコンター、メッシュ図表示などの表示オプションを変更できる。

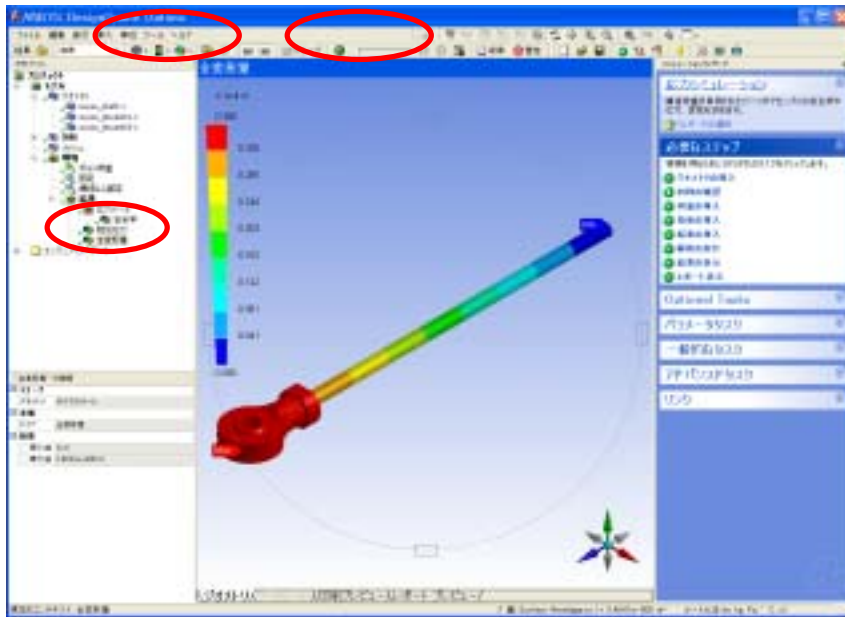


図8-27 合成変位コンター図表示

同様に「結果」フォルダー内の「相当応力」をクリックして応力コンター図をプロットする。モデルの拡大、回転などを使って見やすい図とする。また、アニメーションさせながらモデルを移動、回転させることも可能である。

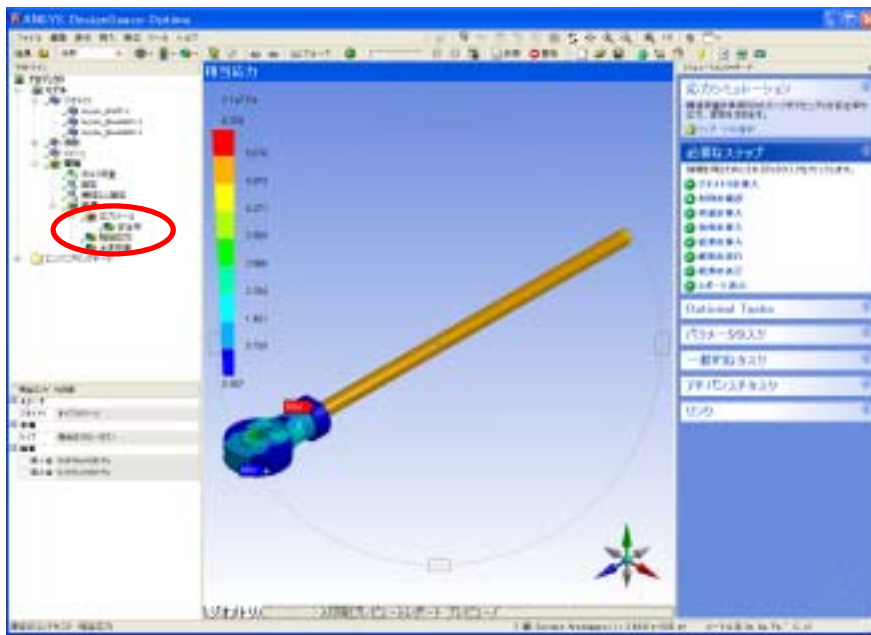


図8-28 相当応力コンター図表示

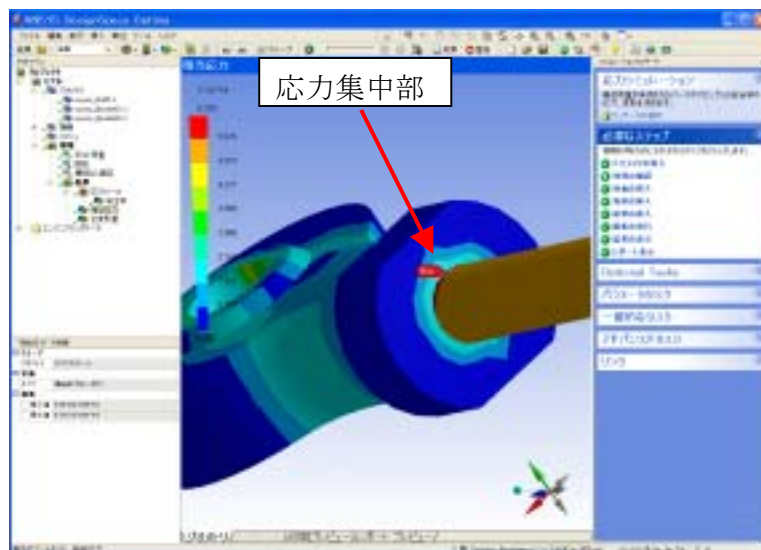


図 8 - 2 9 相当応力コンター図 (拡大図)

取り付け部を拡大してみると、角部に最大応力値 (約  $6.4 \times 10^7$  Pa) が発生していることが分かる。今 shaft の直径が 5mm (断面積  $19.6 \text{ mm}^2$ ) であるので shaft の平均引張応力は  $5.1 \times 10^7$  Pa ( $=1000 \text{ N}/19.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ) となる。従って、コーナー部では shaft の平均軸応力の 1.3 倍程度の応力集中があることが分かる。

断面図は、ツリー上の「相当応力」を右クリックし [挿入] → [図] で、図を挿入後に詳細設定画面で断面を指定する (同時に複数断面可)。詳細画面で「断面の追加」ボックスをピックし、画面のモデル上で断面開始位置と終了位置をピックする。モデルを回転すれば断面が切れているはずである。注) Ver7 では左上の断面アイコンを選択して断面作成する。

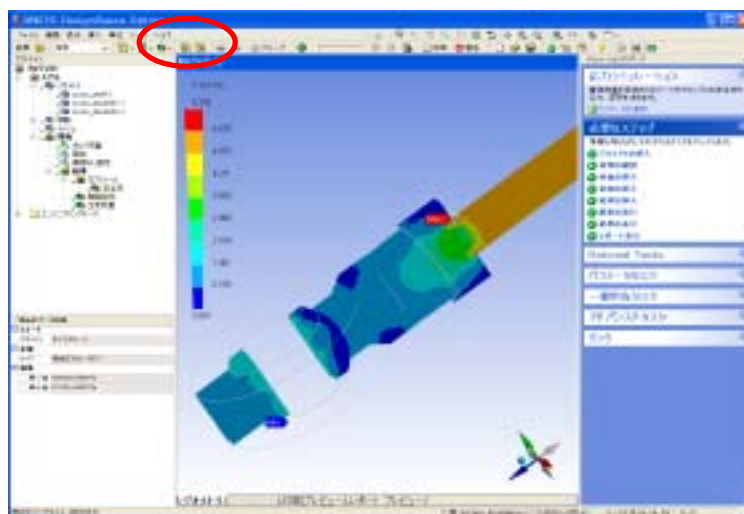


図 8 - 3 0 応力コンターの断面表示 (Ver7 の場合)

その他、安全率結果なども同様に表示し、強度的な安全率が設計許容値内に収まっている

るかなどを確認する。

#### 手順 1 1) 解析レポートの作成と保存

中央下のレポートプレビューのタブを選択し、レポートを出力する。レポートに図を貼り付けたい場合は、レポートに出力したいビューを表示しておいて、右クリックの [挿入] → [図] を行う。この [図] に挿入されたものだけがレポートに出力される。

中央上の「発行」アイコンで **html** ファイルに出力できる。また、「発信」アイコンで **Word** や **PowerPoint** にも出力可能である。



図 8-31 解析レポート作成機能

#### (その他)

モデルの下に、いくつもの環境を挿入またはコピーして、それぞれに熱や固有値などの条件や結果を作ることができる。また、モデル自体も複数作ることができて、異なる形状モデルも比較できる。また、一つの環境に、変形、熱、周波数の条件を入れて解析すれば、複数条件による連成解析も可能である。詳しくは **DesignSpace** のユーザガイド、チュートリアルなどを参照されたい。

### 第3節 理論解析と有限要素法との同定

#### 3-1 有限要素法のノウハウ

有限要素法は、最初に、どのようなモデルで解析するか、あるいはメッシュ分割の範囲をどうするかなどモデル化の検討を行うことが必要である。解析対象が単一の部品であれば、全体を同じメッシュに切ることもある。しかし通常は単一の部品であることは少なく、製品のほとんどは複数の部品が複雑に組み合わせられ、応力の分布状態が一目瞭然になっていないことが多い。着目すべき点は何処なのかを判断し解析領域を決定するのは容易ではない。また、小さな段付き部やスリット部また R 部を省略するかどうかなどは、応力集中のことを考慮しても解析者の判断によってしまい、この判断が解析結果の精度を支配してしまうことも多い。解析対象のモデル化は解析目的の範疇において、いかに単純化できるか、いかに省略できるかによって決定されるが、このためには解析者の高度な専門知識や経験、ノウハウが必要になる。

最近では設計者が図面作成と同様に手軽に解析できるソフトが開発されているが、有限要素法の中身がブラックボックス化されており、誰がやっても、何らかの結果が出ることを考えると、解析結果に十分注意して作業する必要があると感じられる。

形状が決定された後は、メッシングの作業に入る。メッシュ分割の要素には、平面要素として三角形、四角形、シェル上の三角形、四角形、立体要素として四面体、六面体など多数がありどの要素を選択利用すれば良いかをまず判断することになる。

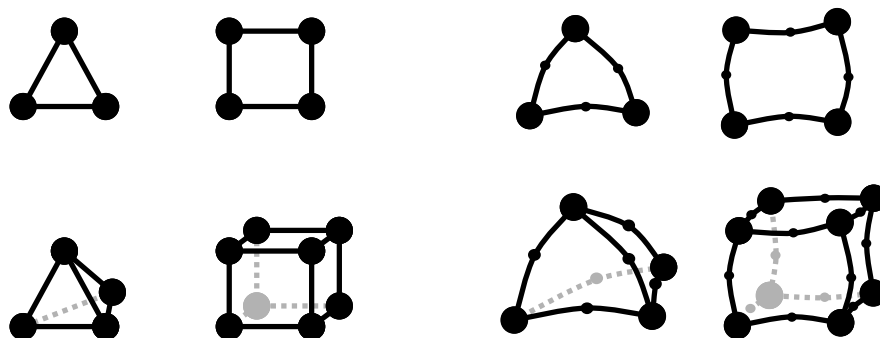


図8-32 要素の種類（平面要素と立体要素，一次要素と二次要素）

要素が決まってもメッシュの切り方には相当のノウハウが要求される。要素のアスペクト比やコーナー角の設定は解析精度に直接影響する。このメッシュの精度を自動的に評価することも出来るが、修正は解析者が手動でやる必要がある（最近では、手動で節点位置の修正が行えないソフトウェアが多い。前節の DesignSpace も手動では行えない）。

要素分割の方法について重要な点を上げると

- ① 極力規則的に要素分割する
- ② 荷重設定領域の境界に節点を取る
- ③ 拘束箇所に節点をとる
- ④ 集中荷重点に節点を取る
- ⑤ 対称性のある領域は対称に要素分割する
- ⑥ 応力集中部は密に要素分割する
- ⑦ 板厚や材料特性の変化する境界で要素分割する

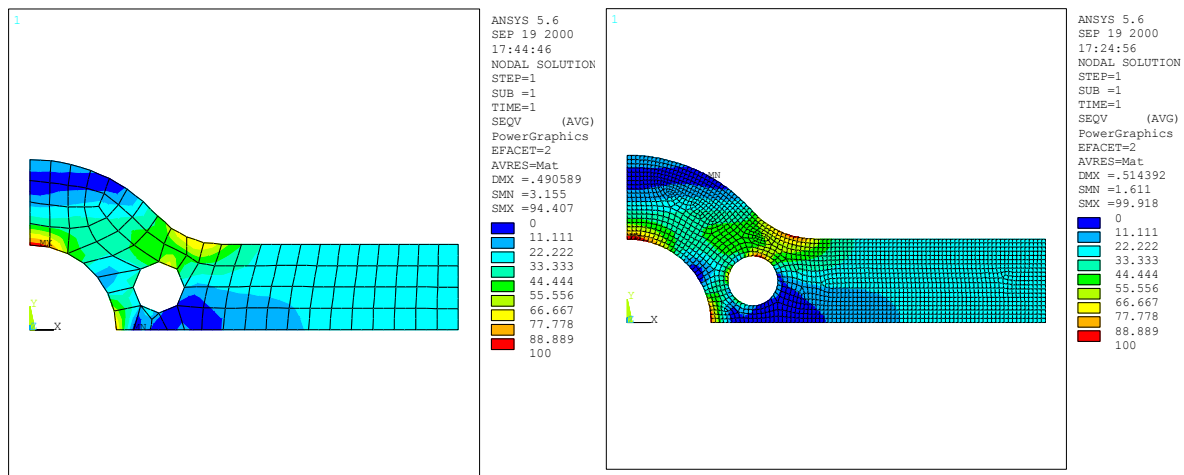


図8-33 要素分割数の増減による解析結果の相違

最近ではメッシュの自動分割に関する研究開発が急速に進みメッシュ分割作業そのものは以前ほど労力が掛からなくなってきた。また、アダプティブ法やファジー理論の導入により、最適メッシュ自動作成の研究もかなり進んできている。近い将来、このメッシュ分割の完全自動化が完成すると、有限要素法が益々有効に活用され、専門の解析者だけではなく、一般の技術者が手軽に用いることになると思われる。

しかし、現状ではメッシュ分割のノウハウを十分理解していないと有限要素法を有効に活用できているとはいえない。メッシュ分割の中で最もむずかしいのが、分割粗さと解析精度との関係を把握できるかどうかである。有限要素法では、メッシュを無限に細かくしていくと正解が求まると考えられているが、無限のメッシュには無限の時間と無限の記憶容量が必要で。コンピュータのメモリや解析時間との関係がありいたずらに細かく出来ない、細かく切る必要がある場所だけを細かく切り、必要ない場所は粗く切ることが必要となる。

### 3-2 メッシュ分割のノウハウ

メッシュの形は重要で、三角形要素であれば正三角形、四角形要素であれば出来るだけ正方形に近いことが望ましい。しかし、実際上は、解析対象全体を正三角形や正方形だけで分割出来るのは稀であるから、要素のアスペクト比(縦横比)をできるだけ1に近づけ、アスペクト比を、四角形要素で10、三角要素で6を越えるような要素は極力避けるべきである。要素の内角も180度以内になるように設定するべきである。しかし、この値はあくまでも目標値であり応力の低い場所では致命的なエラーや解析精度の極端な低下をもたらさない。

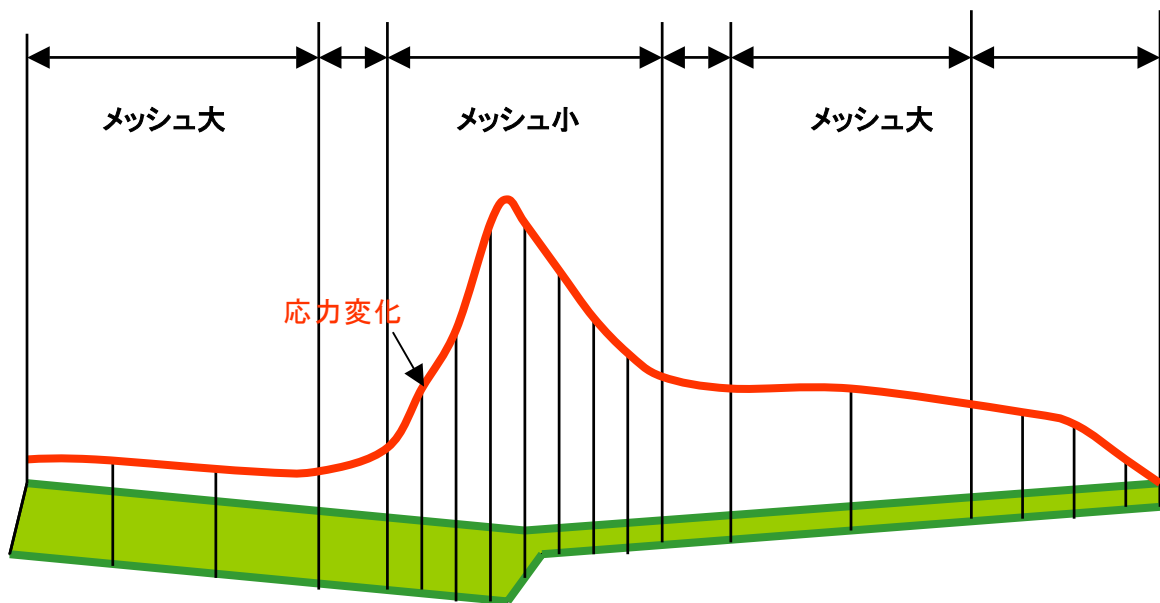
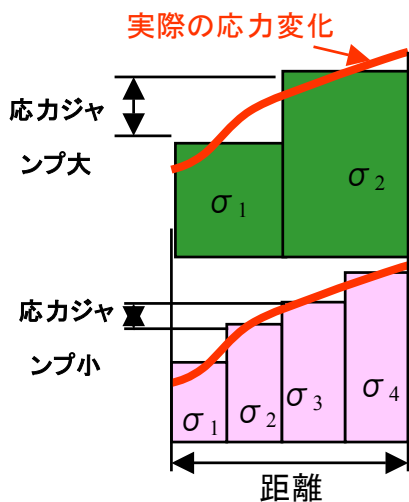


図8-34 応力状態に対するメッシュ分割の大小



形状と精度との関係で言えば、精度が良いのは、ソリッド要素では六面体要素、シェル要素では四角形要素であるため、極力この形状でメッシュを作成するべきである。しかし、モデル形状によっては作成不可能な場合が多い。

メッシュの密度と解析精度との関係を図8-35に示す。応力は各要素ごとに計算されるため、メッシュ分割小の方が、実際の応力変化に近いことが判る。また、メッシュパターンの規則性も重要で、出来るだけ規則的なパターンで分割する方が精度が高い。

図8-35 メッシュ密度による応力変化

### 3-3 Design Spaceによるメッシュ分割手法

#### (1) メッシングの概要

メッシュは、完全自動で生成することも、手動で制御しながら生成することもできる(節点の位置を手動で変えることは出来ない)。完全自動でメッシュを生成させるには、単にシミュレーション作業を進めるだけで、解析の実行時に、モデルは自動的にメッシュ分割される。

要素サイズは、

- ① モデルボックス(モデルがぴったり収まる最小のボックス)のサイズ
- ② 他のトポロジーの近接度
- ③ フィーチャーの難易度

等に従って決定され、無事メッシュが生成できるまで、必要であれば4回までメッシュの細かさは調整される。メッシュのプレビュー機能を用いると、解析の実行前に生成されるメッシュを確認することもできる。ツリーアウトラインからメッシュを選択して、マウスの右ボタンをクリックし、メニューからメッシュのプレビューを選択する。

手動でメッシュを制御したい場合は、**妥当性、簡略化、およびメッシュコントロール**の各ツールを用いる。メッシングに関する項目は、

- ① 妥当性・簡略化・メッシュコントロールツール  
(初期サイズのコントロール、ソフト辺サイズのコントロール、リファインメント、要素形状コントロール)
- ② 他のメッシングツール(接触要素の生成、アダプティブ法)メッシュのスweep生成

に分類され、[挿入]→[モデルアイテム]を選択し、妥当性、簡略化またはメッシュコントロールを選ぶことで実施される。

#### (2) モデル全体に対するメッシングの設定

このコントロールは、ツリーアウトラインでメッシュアイテムが選択されているとき、詳細ビューに表示され、ベーシックを選択すると、モデル全体のメッシュコントロールに妥当性の設定が用いられる。アドバンストを選択すると、モデル全体のメッシュコントロールに要素サイズの設定が適用される。

デフォルトでは、プログラムがユーザに代わって要素サイズを決定し、ユーザが要素サイズを指定すると、プログラムが最初このサイズで辺をメッシュ分割し、次に曲率と近接度に基づいて辺をさらに細分割する。[曲線近似]スライダーを用いて、プログラムが曲率と近接度に基づいて辺を細分化する程度をコントロールできる。曲率とは、結合する面の曲率に従って辺がどの程度湾曲しているかを表し、近接度とは、モデル内で辺同士が互い

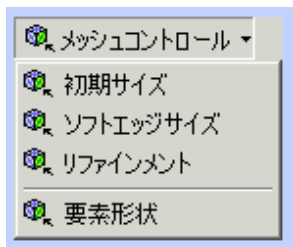
にどの程度接近しているかを表す。注釈要素サイズの値がデフォルトであると、曲率と近接度は、妥当性と同じ機能になる。

### (3) 妥当性

妥当性は、メッシュの細かさをコントロールし、パーツごとに妥当と思われる精度を確保するためのツールで、言い換えると、アセンブリ内のすべてのパーツに相対的な重要度を指定するものである。詳細ビューの妥当性というヘッダーの横にあるスライダーを用いて、メッシュをより粗くする方向 (-100 方向)、あるいは、メッシュをより細かくする方向 (+100 方向) に調整する。スライダーは、妥当性フィールドをクリックすると現れる。

メッシュが細くなればなる程、結果の精度は向上するが、細かいメッシュは多くの要素数となり、結果として、より多くの計算時間とコンピュータ資源を必要とする。特定のパーツを選択して、そのパーツの妥当性の値を変更できる。面、辺、頂点を選択して妥当性を指定することはできない。

### (4) メッシュ コントロールツール



メッシュ コントロール ツールを用いると、メッシュの初期サイズを設定したり、メッシュの要素形状を改善したりできる。

メッシュ コントロールには

- ① 初期サイズ
- ② ソフトエッジサイズ
- ③ リファインメント
- ④ 要素形状等がある。

### (5) 初期サイズ コントロール

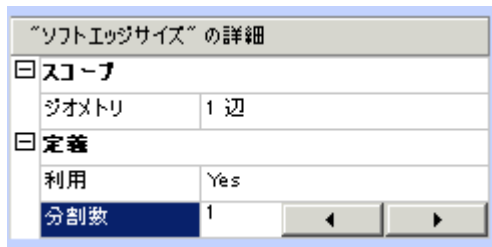


初期サイズ コントロールは、各面や辺に割り当てられる分割数の増減をコントロールする。初期サイズ コントロールを追加するには、ツリーアウトラインでメッシュを選択してから、マウスの右クリックでメニューを表示し、[挿入] → [初期サイズ] を選

択する。初期サイズを調整するには、詳細ビューのバイアスヘッダーの横にあるスライダーを使用し、辺の分割数を減らすには、スライダーを -100 方向に動かす。ちょうど -100 の位置では、辺の分割数は 1/10 まで減じられ、辺の分割数を増やすには、スライダーを 100 方向に動かす。ちょうど 100 の位置では、辺の分割数は 10 倍まで増やさる。設定されたサイズコントロール値に関わらず、辺や面の曲率や微小フィーチャーの近接度などの、他の要因があればそれは初期サイズコントロールの効果に優先する。



### (6) ソフトエッジサイズ コントロール



ソフトエッジサイズ コントロールは、辺に初期分割数を指定するもので、メッシングのアルゴリズムは、指定された分割数を辺に適用するが、適用できない場合は、メッシュ生成が成功するように分割数を調整する。ソフトエッジサイズは、辺

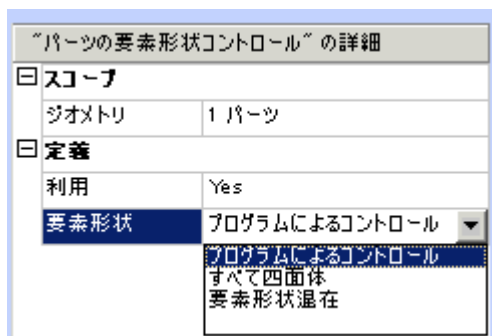
にのみ有効である。

スweep生成の場合は、辺に指定された分割数は、ボリュームのスweep生成が可能になるよう減じられる場合があり、スweep生成以外のメッシュ分割処理を用いたときは、指定された分割数が減じられることはない。スweep生成が可能なパーツにソフトエッジサイズを適用すると、プログラムの間隔割当てロジックにより、辺に指定された分割数が減じられるときがある。ソフトエッジサイズを追加するには、ツリーアウトラインでメッシュを選択してから、マウスの右クリックでメニューを表示し、[挿入] → [ソフトエッジサイズ] を選択する。辺の分割数を指定するには、詳細ビューの分割数ヘッダーの横で 1 ~ 1000 の値を入力し、サイズ コントロールが、辺とその辺を含む面に同時に設定されると、辺に対する指定が面に対する指定よりも優先される。

### (7) マップトフェイスメッシング コントロール

マップトフェイスメッシング コントロールは、面に対してマップトメッシュ生成時の要素面形状をコントロールする。シートモデルに対しては四角形面と三角形面を選択でき、ソリッドモデルに対しては三角形面のみを選択できる。プログラムは、境界面上の辺に対して、適切な分割数を自動決定し、ユーザがソフトエッジサイズを用いて、辺に分割数を指定した場合は、プログラムはその分割数を使用するよう試みる。

### (8) 要素形状コントロール



要素形状コントロールは、パーツに対してのみ指定できる。要素形状のデフォルトの設定はプログラムによるコントロールであり、これはプログラムに対して、自動メッシュ生成に適した要素形状を自動判定させるものである。デフォルトでは、ソリッドモデルに対しては六面体要素を、サーフェスモデルに対しては四角形要素を使用するよう

試み、要素形状コントロールを追加するには、ツリーアウトラインでメッシュを選択してから、マウスの右クリックでメニューを表示する。そして、[挿入] → [要素形状] を選択し、ツリーアウトラインからメッシュを選択した後、コンテキスト ツールバーのメッシュ

コントロールボタンをクリックし、要素形状を選択することもできる。  
詳細ビューで、要素形状ヘッダーをクリックし、次の値を指定できる。

- ① すべて四面体:ソリッドモデルに対して、すべて四面体のメッシュを生成させる。
- ② すべて三角形:サーフェスモデルに対して、すべて三角形のメッシュを生成させる。
- ③ 要素形状混在:可能な場合は、パーツをスweepまたはマップトメッシュで生成させる。
- ④ プログラムによるコントロール:パーツはコントロールパネルの設定値に従ってメッシュ生成される。

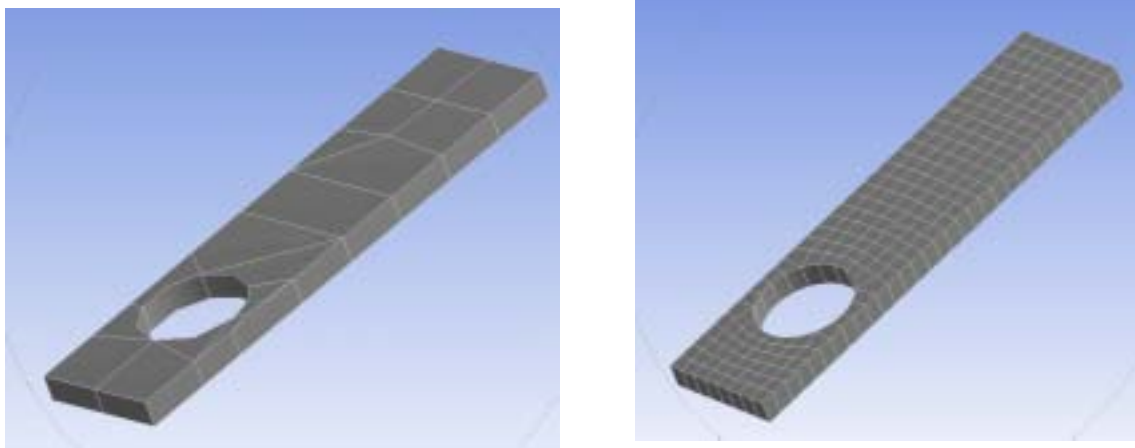


図 8 - 3 6 要素形状混在のメッシュ分割

(9) アダプティブ解析（解析結果に基づくメッシュの改良）

特定の解析結果に基づいて継続的にメッシュを細分化でき、解析結果の変化率が指定した基準値に収まるまで、メッシュを細分化しながら解析が繰り返される。収束オブジェクトを追加するには、アウトラインから結果アイテム（例えば、相当応力や全変形量）をクリックする。全変形量に関して収束させたい場合は、結果のコンテキスト ツールバーから収束アイコンをクリックするか、または全変形量をマウスで右クリックし、[挿入] → [収束] を選択する。詳細ビューで、収束タイプに最小値と最大値のどちらかを選択でき、さらに、収束ループ間での目標変化率（収束基準）を指定できる。アダプティブ計算では、最初に元々のメッシュで解析が実行され、その結果情報（変形、X 方向応力、Y 方向応力など）に対して要素が照合される。そしてプログラムは、解析を繰り返しながらメッシュ改良を続ける。最初のメッシュが六面体要素のメッシュである場合は、最初の解析を実行する前に四面体メッシュに変更すれば、アダプティブ法はより確実になる。

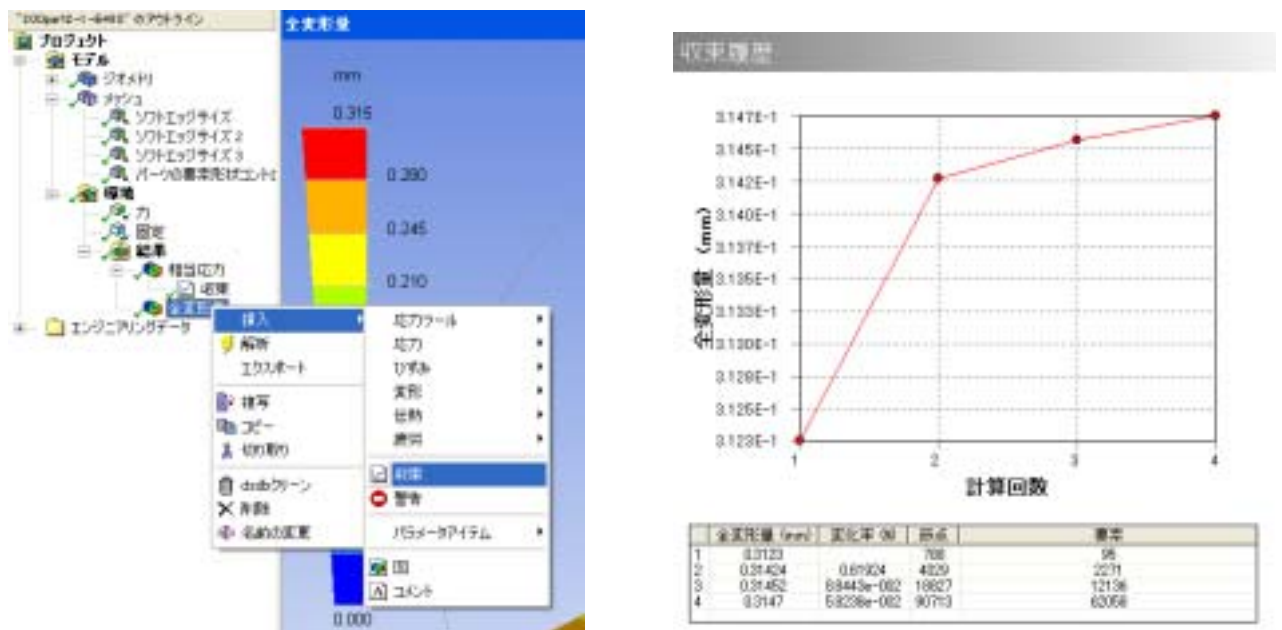
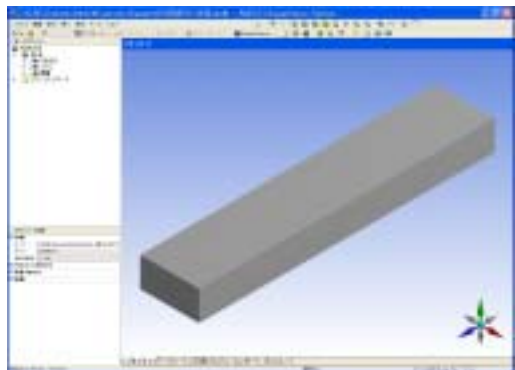


図 8-37 アダプティブ解析例（4回試行）

### 3-4 Design Space によるマニュアルメッシュ作成手順

#### (1) CAD モデルを DesignSpace に読み込む。



CAD ソフトのメニューバーから、DesignSpace を呼び出し、ウィザードを使用して形状を読み込む。詳細手順は、第 8 章の 2 節を参照。

#### (2) [エンジニアリングデータ] → [挿入] → [新しい材料] でヤング率を定義する。

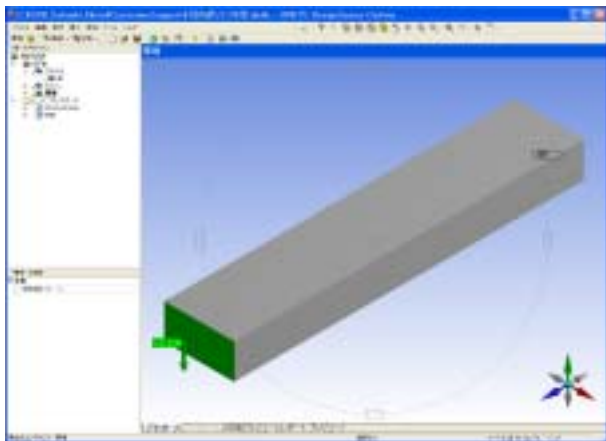
##### 材料物性

<input type="checkbox"/> 構造物性値	
<input type="checkbox"/> ヤング率	2.e+005 MPa
<input type="checkbox"/> ポアソン比	0.3
<input type="checkbox"/> 密度	7.85e-006 kg/mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> 線膨張係数	1.2e-005 1/° C
<input type="checkbox"/> 応力限界	
<input type="checkbox"/> 引張り降伏	250. MPa
<input type="checkbox"/> 圧縮降伏	250. MPa
<input type="checkbox"/> 引張り極限	460. MPa
<input type="checkbox"/> 圧縮極限	0. MPa
<input type="checkbox"/> 伝熱物性値	
<input type="checkbox"/> 比熱	434. J/kg·° C
<input type="checkbox"/> 疲労特性	
補間	対数
平均曲線のタイプ	平均応力

材料物性を変える場合は、この表の中身を変え、新しい材料名を設定する。

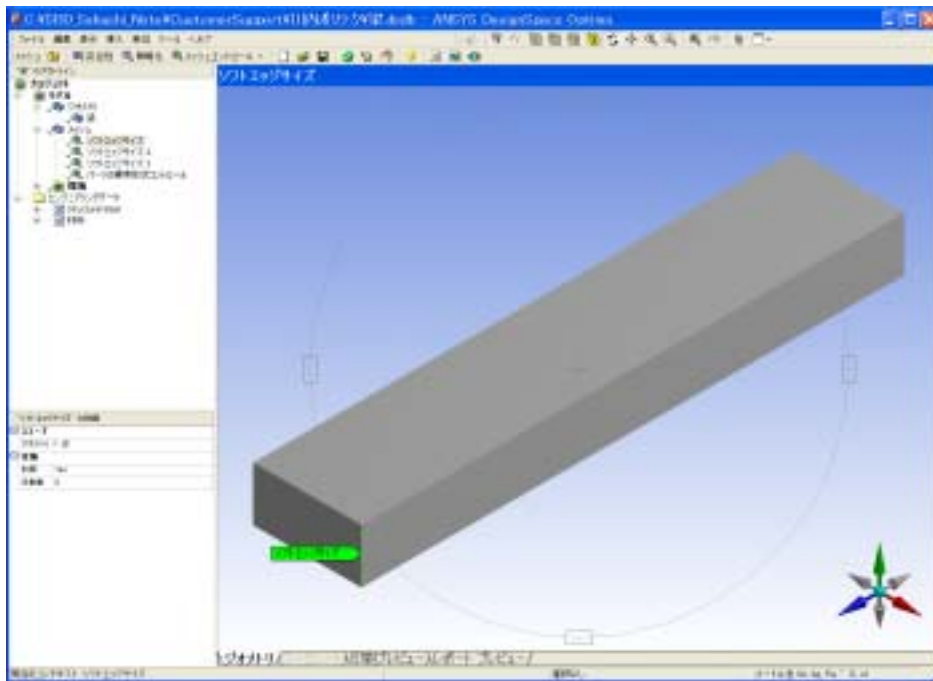
#### (3) パーツの詳細設定画面にて、材料をデフォルトの「Structural Steel」から、先ほど定義した「材料」に変更する。

#### (4) 環境にて、荷重と拘束条件を設定する。

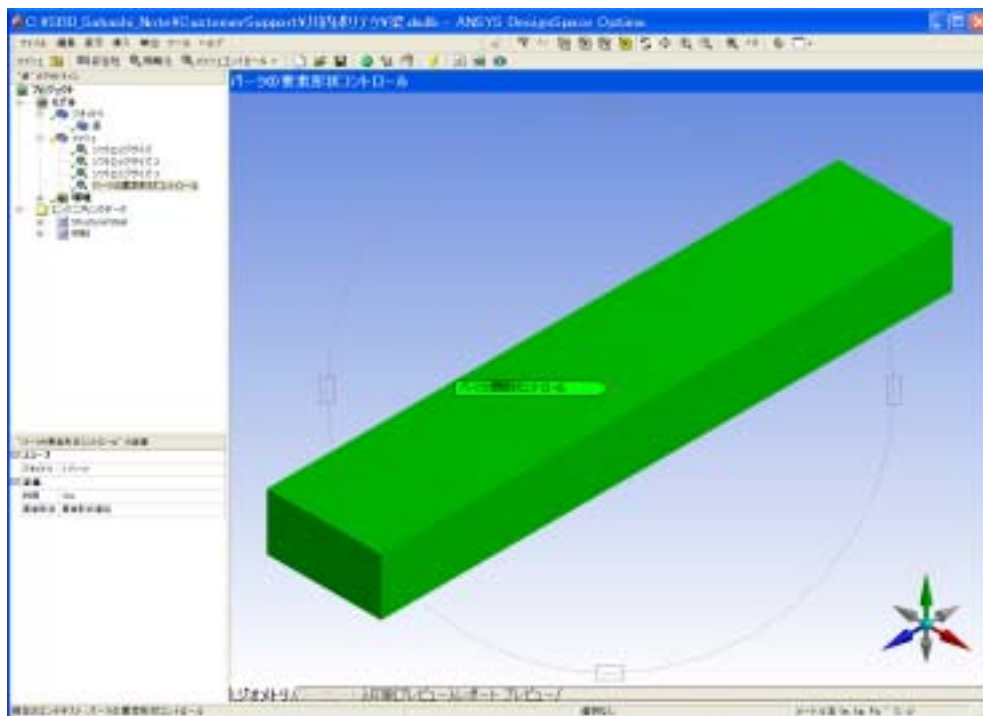


この手順は、第 8 章の 2 節で示した構造解析の手順と同様である。

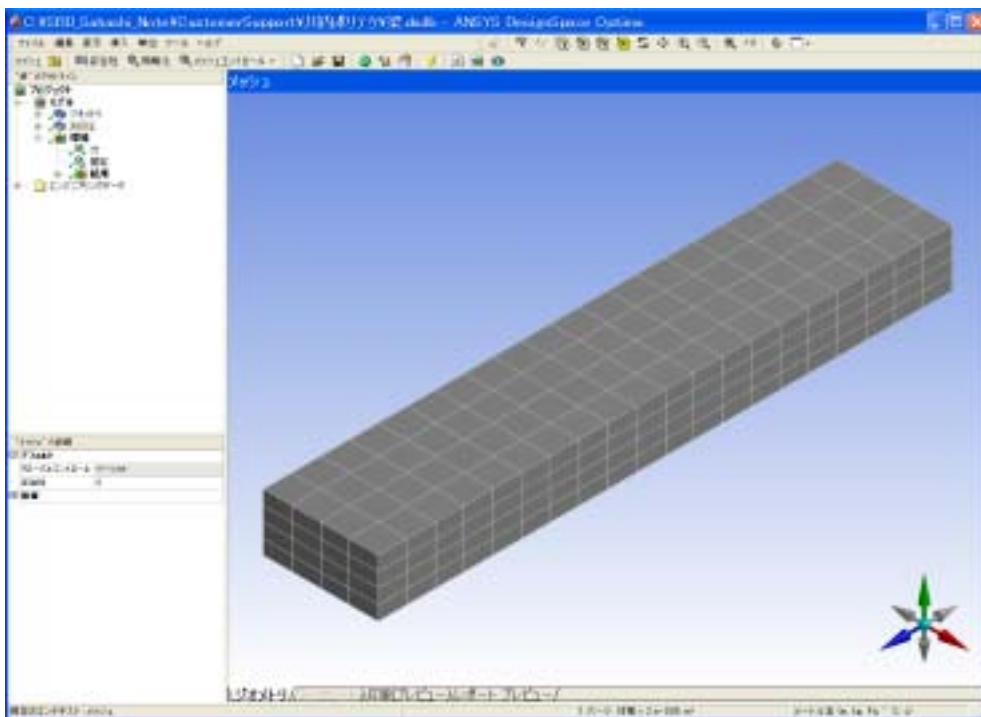
- (5) [メッシュ] → [挿入] → [ソフトエッジサイズ] にて、エッジとそのメッシュ分割数を指定する。同様に3辺についてメッシュ分割数をそれぞれ指定する。



- (6) [メッシュ] → [挿入] → [要素形状] にてパーツを選択し (パーツ選択アイコンが押されていること)、詳細画面で、「要素形状混在」を選択する。

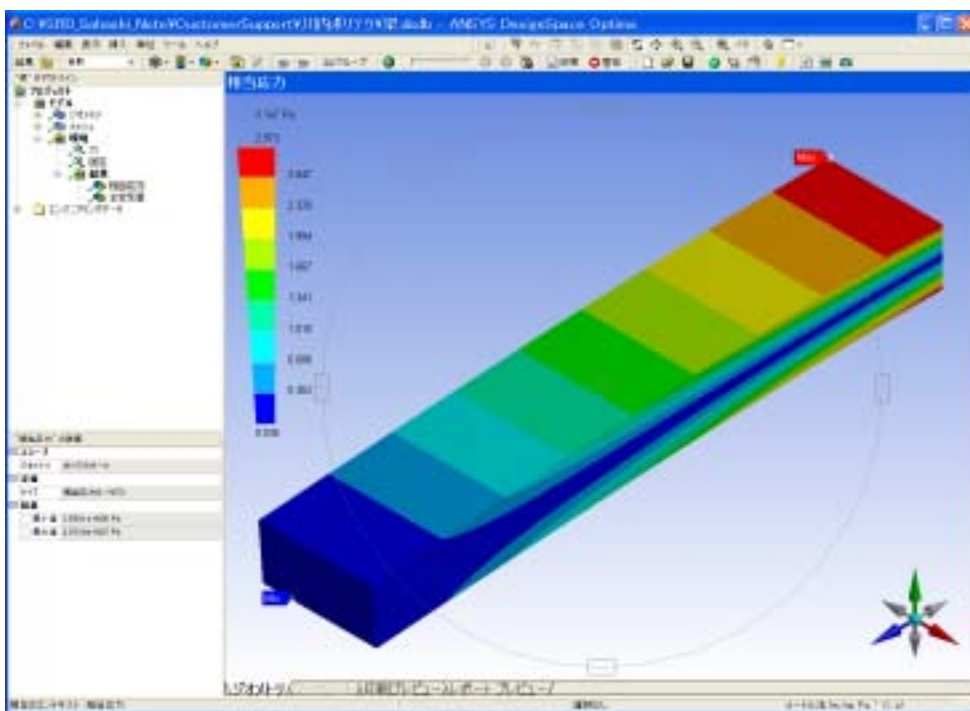


(7) [メッシュ] → [メッシュのプレビュー] でメッシュ作成を確認する。



注) メッシュサイズ指定は、完全ではない。必ずしも指定した分割数にはならない場合が多い。メッシュを細かくするには、メッシュの詳細設定画面で、妥当性の数値を上げている。

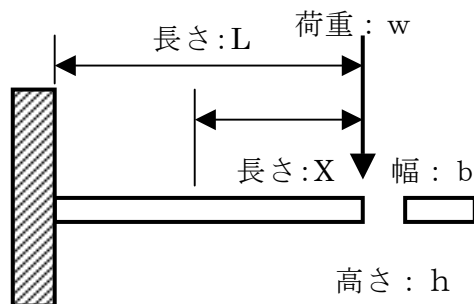
(8) [結果] → [挿入] で見たい解析結果(安全率, 応力, 変形量等)を選択し、解析を実行する。



メッシュの形状や大きさが適切になるまで、上記を繰り返す。

## 3-5 曲げ梁の理論計算

## 単純片持ち梁の場合



$E$ : ヤング率	
$i$ : 断面 2 次モーメント	$I = \frac{bh^3}{12}$
$Z$ : 断面係数	$Z = \frac{bh^2}{6}$

固定側

自由端

梁のたわみ曲線から、梁のたわみ角、および梁の変形量を求める。梁のたわみ曲線は①式で示されるので、この式を  $x$  について積分すると、たわみ角  $i$ 、たわみ  $y$  が求まる。

たわみ、たわみ角  $i$  は小さいので  $\tan i = i$  とする。

したがって、曲げの式 8-16 より、2回積分し、変形量の理論計算式を求める。

曲げモーメント  $M$  は

$$M = -Wx \quad \text{だから}$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} = \frac{Wx}{EI} \quad (8-16)$$

① 式を積分すると、たわみ角が求まり

$$\int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \int \frac{Wx}{EI} dx = \frac{W}{EI} \int x dx = \frac{W}{2EI} x^2 + C \quad (8-17)$$

となる。ただし、 $C$  は積分定数とする

また、積分定数は、初期値が決まると決定されるから

$x=l$  (自由端から固定端の距離) で、梁は壁に固定されているから、梁のたわみ角はゼロになる

したがって、この値を式 8-17 に代入すると

$$0 = \frac{W}{2EI} l^2 + C \quad \text{ゆえに} \quad C = -\frac{W}{2EI} l^2$$

$$\text{たわみ角} = \int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \frac{W}{2EI} (x^2 - l^2) \quad (8-18)$$

さらに式 8-18 を積分すると、梁のたわみ(変形量)が求まり

$$y = \frac{W}{2EI} \left( \frac{1}{3} x^3 - l^2 x \right) + C \quad (8-19)$$

式 8-18 の導入と同様に積分定数は、初期値が決まると決定されるから

$x = l$  (自由端から固定端の距離) で梁は壁に固定されているから、  
梁のたわみ(変形量)はゼロになる。

したがって、この値を式 8-19 に代入すると、積分定数が求まり

$$C = \frac{W}{3EI} l^3$$

となる。

したがって、完全な、たわみ(変形量)の式は

$$y = \frac{W}{6EI} (x^3 - 3l^2 x + 2l^3) \quad (8-20)$$

となる。

最大たわみ角と最大たわみは、 $x = 0$  (自由端) のところで起こり

**最大たわみ(変形量)は**

$$y_{\max} = \frac{Wl^3}{3EI} \quad (8-21)$$

となる

応力は、中立軸(断面の中心)でゼロ、外側部で引張り応力、内側部で圧縮応力が作用する。最大応力は、形状とその位置に作用するモーメントにより決定され、最大応力は、固定端部で発生する。

$$\text{最大応力は} \quad \delta = \frac{M}{Z} = \frac{Wx}{bh^2} = \frac{6Wx}{bh^2} \quad (8-22)$$

で表される。



### 3-6 解析結果と理論値計算の比較

有限要素法の解析精度を確認するため、単純な片持ち梁を例にとり、材料力学から得られた理論計算値と有限要素法による解析結果とを比較検討した。

形状モデルは、長さ：200mm 幅：50mm 厚さ：10mm  
 境界条件として、固定部：完全拘束 自由端部：100 Nの荷重  
 材料特性として、ヤング率：2.0+e5 MPa ポアソン比：0.3  
 計算は第8章、3節の3-5で示した計算式を用いた。その結果

応力値：24 MPa

変形量：0.32 mm となり、これを理論値とした。

(1) Design Space による解析結果（自動メッシュ生成機能を利用）を示す。

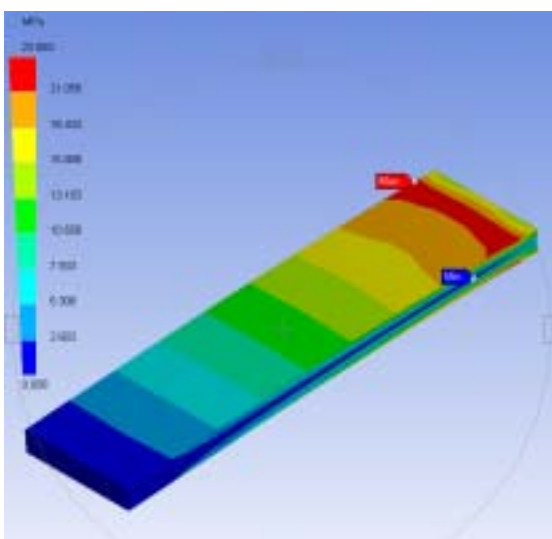
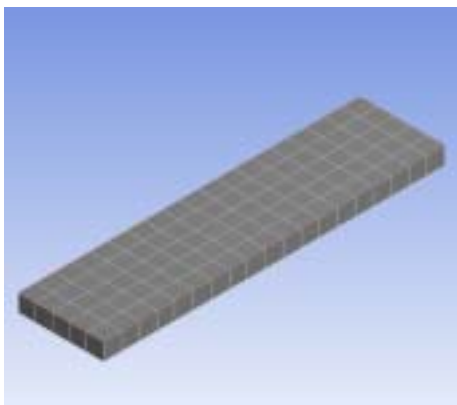
メッシング（デフォルトの利用：妥当性 0）

要素形状：六面体

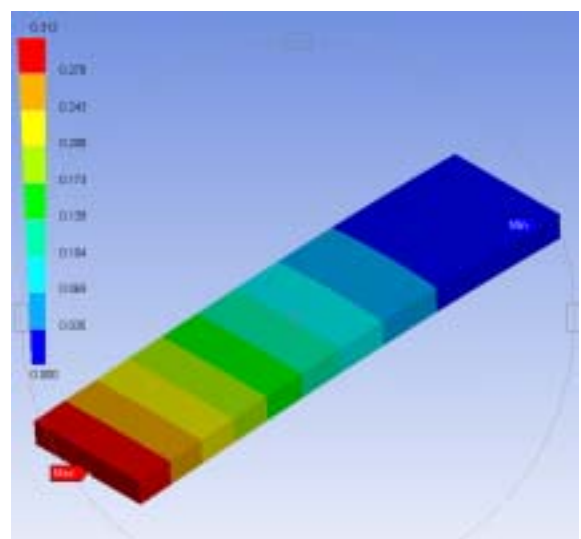
節点数：788 要素数：95

応力最大値：23.68 MPa

変形最大値：0.312 mm



解析結果（応力）



解析結果（変形量）

図8-38 解析結果（デフォルトでの要素分割）

(2) 手動によるメッシュ作成機能 I (厚さ方向 1)

厚さ方向の分割数を 1 に設定し、長手方向の分割数を変化させ、メッシュ分割数の大小による特性変化を検討した。

メッシュ (手動 : 妥当性 -100)

節点数 : 165 要素数 : 16

応力最大値 : 22.897 MPa

変形最大値 : 0.308 mm

メッシュ (手動 : 妥当性 +100)

節点数 : 1964 要素数 : 248

応力最大値 : 24.478 MPa

変形最大値 : 0.313 mm

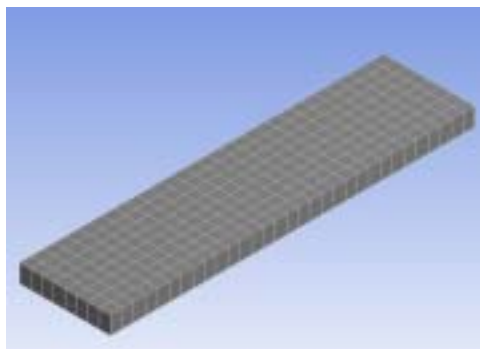
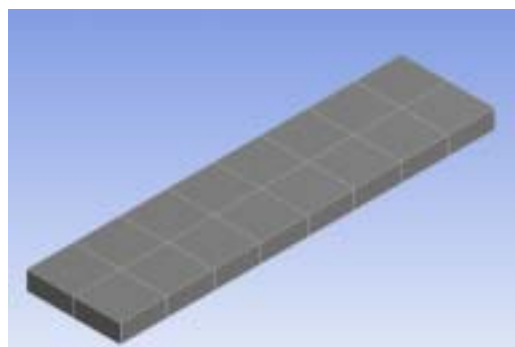


図 8-39 メッシュ分割数の大小による形状変化

表 8-1 要素数による特性値の変化

	1		2		3		4		5		6	
	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数
	165	16	330	36	788	95	1208	150	1934	248		
変形量 (mm)	0.308		0.311		0.312		0.313		0.313		0.32	
応力 (Mpa)	22.897		23.859		23.683		24.093		24.478		24	
長さ方向	8		12		19		25		31		理論値	
厚さ方向	1		1		1		1		1			
幅方向	2		3		5		6		8			

妥当性 (-100 から+100 まで) を変化させた場合の特性値の変化 (厚さ方向分割数 : 1) 要素分割数が増えるにつれて、変形量の場合で、0.313mm程度に収束している。理論値 0.32mmと比較し、-2.3%である。単純な形状の場合はソリッド要素による解析だけではなく、シェル要素による解析も重要である。応力値の場合は、完全な収束は見られず、デフォルトの要素数での解析結果に対し、+3.4%の誤差になっている。

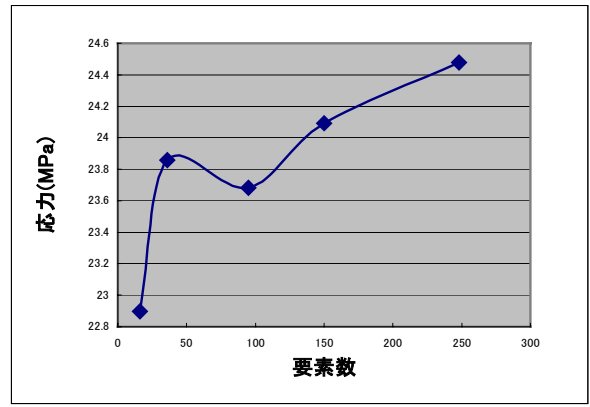
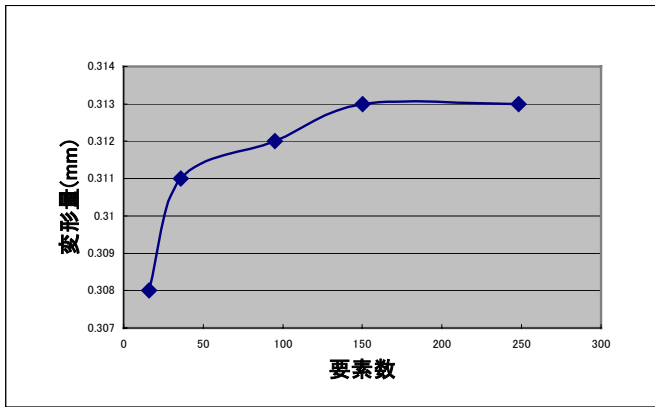


図8-40 要素数による変形量の変化

図8-41 要素数による応力の変化

(3) 手動によるメッシュ作成機能Ⅱ (厚さ方向を変化)

(2)と同じように、長手方向の分割数と厚さ方向の分割数を変え、妥当性を-100 から+100まで変化させた場合の解析結果を図8-42、43に示す。

要素分割を厚さ方向に増やした場合は、変形量で0.3143mmに、応力で22.3 MPa程度にほぼ収束している。しかし、長手方向の分割数は同様で、厚さ方向の分割数のみ増やしているため、かえって各要素のアスペクト比が悪化していることも考えられる。メッシュ形状や要素数の大小により、特性値が大きく変化することがわかる。メッシュの自動作成機能は解析者の労力を大幅に軽減したが、メッシュ形状や要素数により特性値が変化することを記憶に留めて置くべきである。

表8-2 要素数による特性値の変化

	1		2		3		4	
	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数
	1934	248	4156	744	7489	1488	11933	2480
変形量 (mm)	0.313		0.31416		0.31427		0.3143	
応力 (Mpa)	24.478		23.313		22.681		22.393	
厚さ方向	1		3		6		10	

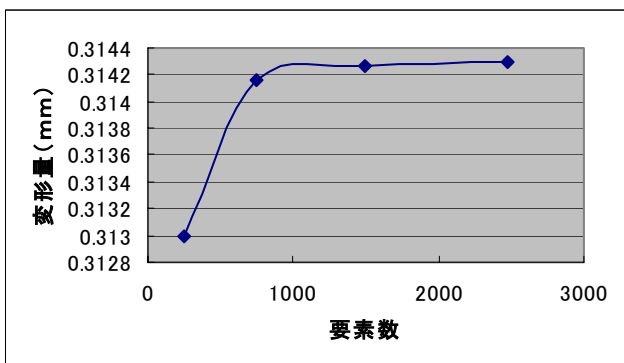


図 8-4 2 要素数による変形量の変化

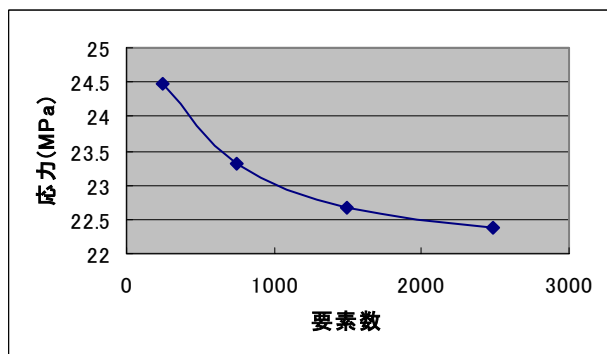


図 8-4 3 要素数による応力の変化

(4) 解析ソフトの相違による特性値の変化

3 節で示した形状をベースに、代表的な 3 種類の構造解析ソフトを利用し特性値を比較した。材料特性を揃え、要素形状や要素分割数はいずれも使用ソフトのデフォルトの値をそのまま使用した。検討結果を表 8-3、図 8-4 4 に示す。使用するソフトにより、節点数や要素数も大きく変わっている。解析時間については、モデルが小規模であるためほとんど差が見られなかった。最大と最小の差が、変形量については 1.3%、応力値で 12.8% となった。

表 8-3 構造解析ソフトの違いによる特性値の変化

解析ソフト	Design Space		I		N	
	節点数	要素数	節点数	要素数	節点数	要素数
	788	95	702	185	569	236
変形量 (mm)	0.312		0.309		0.313	
応力 (Mpa)	23.683		21		21.7	
長さ方向	19		10		13	
厚さ方向	1		1		1	
幅方向	5		3		3	
要素形状	六面体要素		四面体要素		四面体要素	

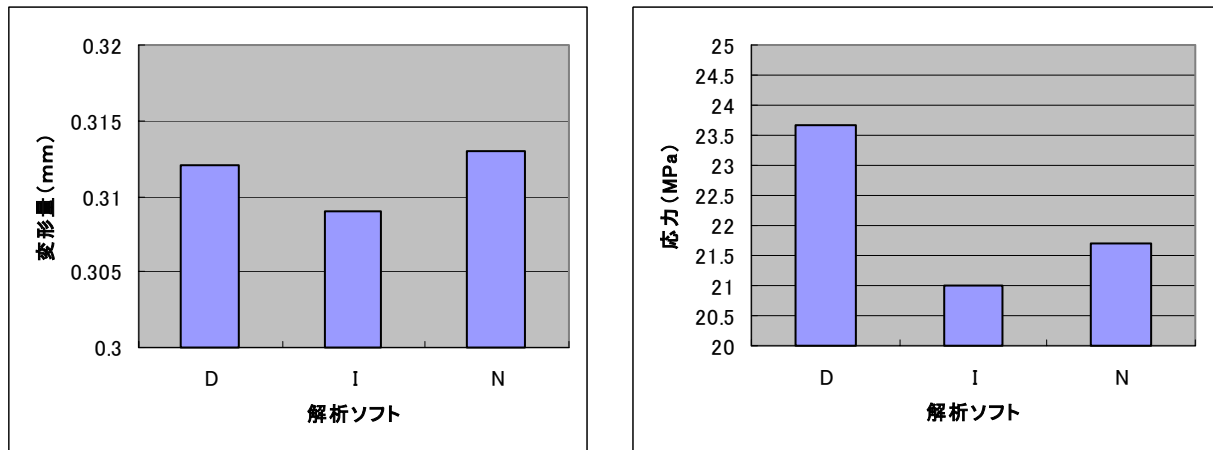


図8-44 構造解析ソフトの違いによる特性値の変化

各ソフトの要素分割をデフォルトで使用し、要素形状や要素数が異なるため、単純な比較は出来ないが解析ソフトの種類によっても、かなりの差が見られる。これは、構造解析における解析値の“真の値”は何か、について興味深い問題である。

### 3-7 より良い解析に向けて

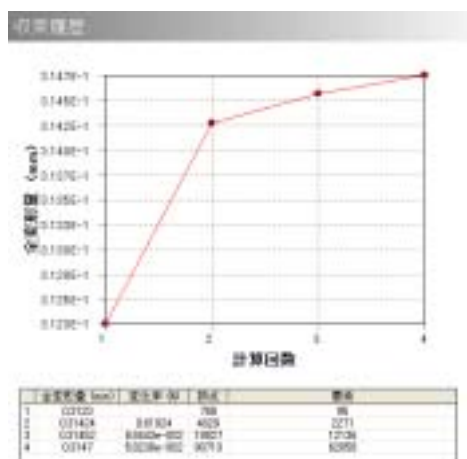
有限要素法を利用する上で、最も問題になっているのは、データの作成作業である。ソルバーの効率化は、ほぼ限界にきており、CPUの速度とメモリの量と速さで決まってしまう。しかし、データの作成作業、特にメッシュの作成については煩雑で時間が必要で、しかも解析精度を支配してしまうために注意が必要である。最近では、メッシュの自動分割に関する進歩が著しく、各種の手法が考案されている。

アダプティブ解析法は、解析値の変化率が大きい部分を再分割、再配置し、設定された収束値内に収まるように最適メッシュを作成する方法で、変化率の小さい部分のメッシュは大きく、変化率の大きい部分のメッシュは細かく再分割する。

メッシュを自動的に再分割方法としては、

- ① r法：節点を最適な位置に移動する。  
要素数も節点も増やさないが、現時点では要素の位置を最適化するのは難しい。
- ② h法：要素を細分化し、要素サイズを小さくする。  
誤差の大きいところから細分化していくため、要素数が非常に増大する。
- ③ p法：メッシュの再分割ではなく、多項式化し、各要素の変位関数の次数を上げる。  
要素の位置も変わらず、要素数も増えない。

3-6節で示した形状をベースに、アダプティブ解析法を利用して、再計算した結果を示す。この例では、最大変形量が収束に向かっていく様子が窺われる。要素数は、当初の96から4回目の計算で、62056に増加した。



最近では、標準でアダプティブ解析法を使用している解析ソフトも多く、特に要素数増加や要素形状のつぶれも見られない、p法の導入により、メッシュ作成の労力が大幅に軽減されようとしている。

## 第4節 連成解析の概要

### 4-1 連成解析の概要と必要性

連成解析とはカップリング解析と呼ばれるように、複数の分野を組み合わせる解析を行うことである。例えば、ボイラーの起動時に大きな温度差が発生する事で、パイプの付け根などに応力が発生し、ボイラーの寿命を縮めてしまう事などがある。この現象は伝熱学と構造力学の2つの分野をまたがる問題であるが、伝熱解析-構造解析と組み合わせる解析することで、より精度の高い解析結果を得ることができる。図8-45はスクリー圧縮機ロータの温度解析である。

流体-伝熱の連成解析で、空気圧縮による温度上昇を、ロータにマッピングした温度分布解析である。また図8-46のようにタイヤのトレッドパターン設計においては、流体-構造の連成解析が用いられている。ウェット路面においてタイヤ溝を流れる水を流体解析で求め、その流体反力をトレッドパターンにマッピングして構造解析を行い、トレッドパターンの最適化を行っている。また電気分野では、導体や半導体に流れる電流量から発熱するジュール熱を計算し、この発熱量を伝熱解析の発熱条件として伝熱解析を行う定常電流-伝熱連成解析などが利用されている。

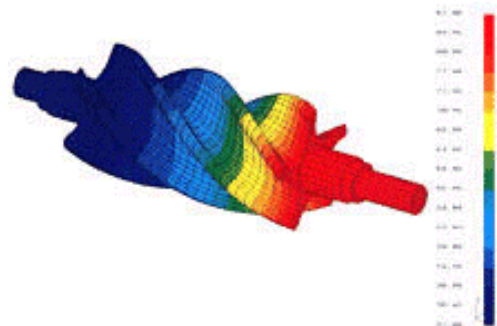


図8-45 スクリュー圧縮機ロータの温度解析

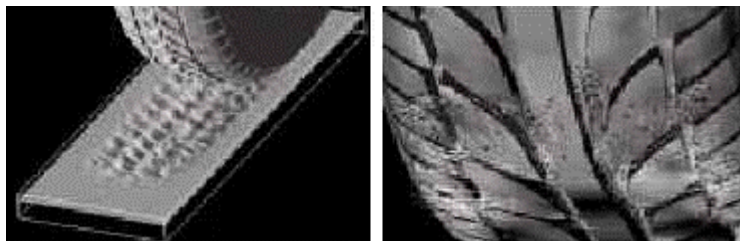


図8-46 タイヤトレッドパターンの解析(株ブリヂストン)

さらには鋳造や樹脂成型分野においては、材料流動と熱伝導の連成解析が利用されている。このように連成解析は複数の分野をまたがる現象をより精度良く解析するために、様々な分野で用いられている。

連成解析にはシーケンシャル連成というものが多く利用されている。シーケンシャル連成と呼ばれる手法は、個々の分野の解析を独立して行い、それぞれの分野間でデータの受け渡しをファイル等を利用して行うものである。シーケンシャル連成には一方向シーケンシャル連成と双方向シーケンシャル連成

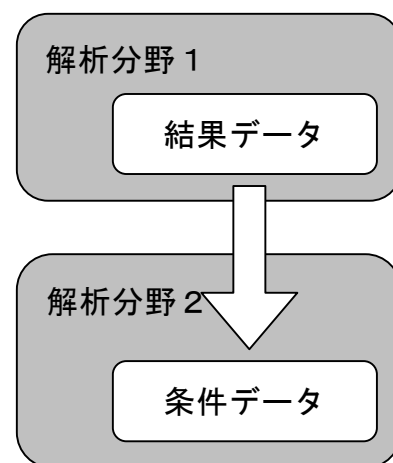


図8-47 一方向シーケンシャル連

とがある。一方向シーケンシャル連成とよばれるものは図8-47に示すように、解析分野1で得られた結果データを、解析分野2の条件データとして使用するものである。ファイルの受け渡し等により、容易に連成解析を行うことができる。しかし一方的な情報の伝達の為、前提として、後に続く解析の結果が、はじめに行った解析に影響しない、または影響しても無視できるという事が条件である。例えば、機構-構造の連成解析では「微小な変形であるため、構造変形が事前の機構解析の挙動に影響しない。」というのが挙げられる。

双方向シーケンシャル連成というのは図8-48のように、解析分野2の結果を再度はじめの解析分野1にフィードバックするため、より精度の高い解析結果が得ることが可能である。しかし手順が複雑になり、データの取り扱いが難しくなり、結果が収束しないこともある。

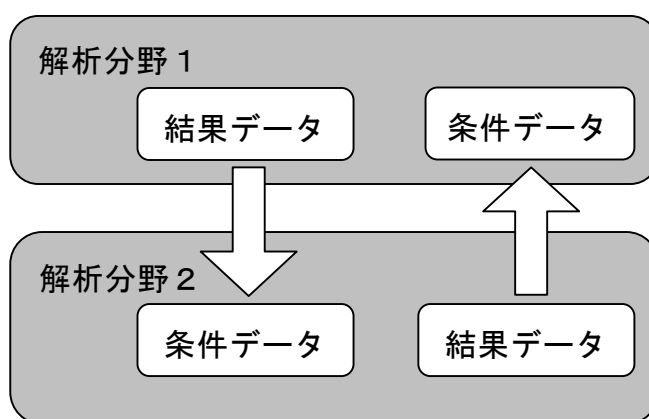


図8-48 双方向シーケンシャル連

今回は図8-49のように一方向シーケンシャル連成を用いて、機構-構造の連成解析を行う。システム全体の挙動を機構解析として行い、動作中に受ける荷重等を境界条件として構造解析（強度計算）を行う。機構解析部において時間軸で変化する可動パーツのジョイント反力をもとめ、そのデータをファイルに出力する。そのデータを構造解析に渡し、荷重等の境界条件として使用して強度計算、振動解析等を行う。

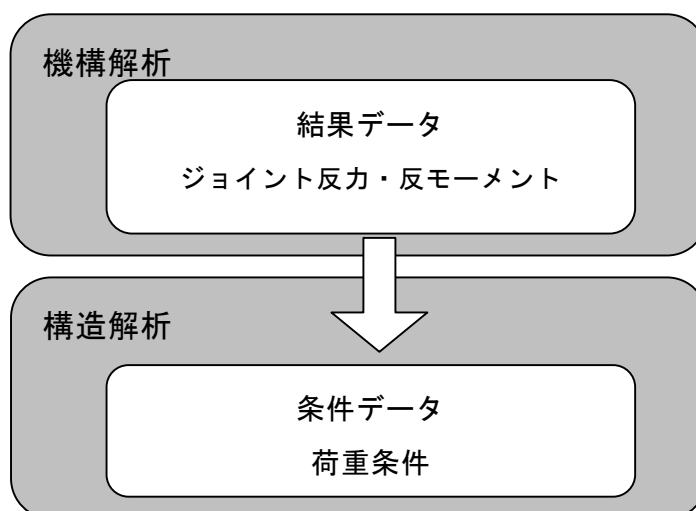


図8-49 機構-構造 連成解



## 4-2 機構解析と構造解析の連成解析概要

いままで、機構解析ツールで動的な運動を解析し、構造解析ツールで静的な強度解析を行ってきた。しかし、実際には動いている状態での部品の強度をチェックしたい場合も多い。その際、部品に作用している動的な表面力や物体力が分かれば、強度解析を行うことができるが、一般にそれを測定したり予め決めたりすることは非常に困難である。また、動いている部品に対して拘束条件を与えるのも難しい。

そこで、機構解析ツールで動的な荷重を計算し、その結果を構造解析ツールへ荷重データとして受け渡し強度検討をすることが考えられる。このような機能が、COSMOSMotionとDesignSapceの間で可能であり、以下その概要と注意点を4節リンクモデルを例に説明する。実際の操作手順については次章で説明する。

### <注意点1>

機構解析で計算を行う場合に過剰拘束があると、思った所に反力が出ないことがある。そのため、機構解析をしてその荷重データを使う場合はモデル上、過剰拘束になっていないかをチェックし修正する必要がある。つまりモデルの自由度を下記の式で算出し、それが0以上になっている必要がある。

$$\begin{aligned} & \{ \text{可動パーツの数} \times \text{自由度数}(6) \} - \text{ジョイントの拘束数} \\ & - \text{モーション条件数} \\ & = 0 \text{ (キネマティクス)} \\ & > 0 \text{ (ダイナミクス)} \end{aligned}$$

図8-50 モデル自由度の算出

### モデル自由度算出の例

図8-51のオリジナルモデルでは、上記の式にあてはめると-3自由度となり、過剰拘束状態となる。通常の運動解析であればシステムが自動的に過剰拘束部の自由度を外して可動させてくれるので問題はないが、各ジョイントの反力及び反モーメントを出力したい場合、システムが過剰と判断して外した自由度方向には反力及び反モーメントは発生しないことになる。そこで、予め過剰拘束を修正してやれば、必ず所望のジョイントに反力及び反モーメントを発生させることができる。

図8-51の4節リンク機構モデルの場合、オリジナルモデルではすべて回転ジョイントで結合されている。一見問題なさそうであるが、リンクの面外方向に荷重がかかった場合を考えると、反力及び反モーメントが過剰拘束になっている。つまり、より拘束の少ない修正後モデルであっても、面外荷重を同じ様に受け止めることが出来、その分過剰拘束であったと言える。

必ずしもすべてのケースで過剰拘束をなくさなければならない訳ではないが、過剰拘束のないモデルでは、残った拘束部はその機構を動かすための最小限の結合状態であり、そこには必ず力が流れ、反力及び反モーメントが発生することになる。

**過剰拘束 ×**

{可動パーツ(3)x6}-  
 -{回転ジョイント(4)x拘束数(5)}  
 -モーション条件(1)  
 =-3

**キネマティクス ○**

{可動パーツ(3)x6}-  
 -{回転ジョイント(2)x拘束数(5)+  
 シリンダジョイント(1)x拘束数(4)  
 +球ジョイント(1)x拘束数(3)}  
 -モーション条件(1)  
 =0



オリジナルモデル



ジョイントを修正後モデル

図8-51 リンク機構における過剰拘束の例

(参考)

一般に構造が閉ループ状になっている場合、構造上どうしても過剰拘束になってしまう場合がある。上記の例のようにジョイントタイプを変更して過剰拘束を回避できればよいが、どうしてもできない場合はパーツを分割して堅いバネで結合したり、ジョイント結合をやはり堅いバネで置き換えたりしてモデルの自由度を増やす工夫も場合には必要になる。

### <注意点2>

ジョイント反力及び反モーメントをモデル上の面に振り分ける必要がある。

機構モデルは剛体モデルであるので、ジョイントは点で部品同士を結合しているイメージになる。しかし、構造解析では面で荷重を受けるので、機構解析で計算されたジョイントでの点荷重を部品面上の面荷重（圧力）に振り分ける必要がある。この作業が、図8-52に示すジョイントプロパティの中のFEA面設定である。

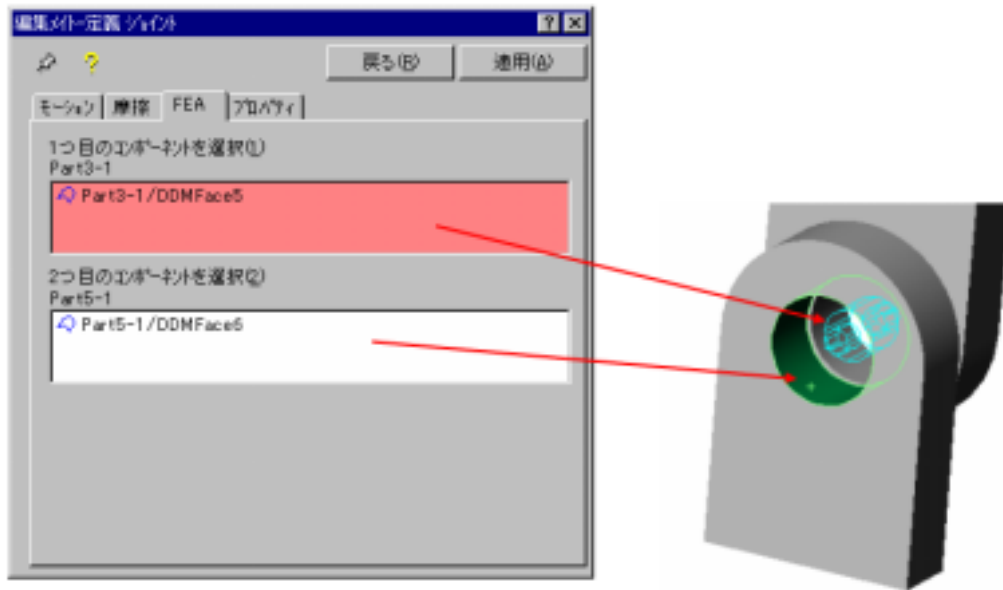


図8-52 ジョイントでの点反力を面荷重に割り当てる部品面を設定

### <注意点3>

機構解析は動的な解析なので、時々刻々状態が変化している。静的構造解析ではその様な時々刻々の変化を直接は扱えないので、ある瞬間での荷重状態を読み込んで構造解析を行なうことになる。

従って、機構解析実行後に所望のある瞬間時刻（たとえば注目している反力が一番大きくなる時刻）を反力グラフなどで確認して、その荷重状態をファイルに出力することになる。これは、結果エクスポートのFEA荷重転送設定画面で、図6-54のように行なう。

（注）FEA荷重転送設定画面で「フレーム範囲を保存」で複数時刻状態を一度に保存できるが、構造解析の方ではある1つの時刻の荷重状態を読み込んで解析することになる。

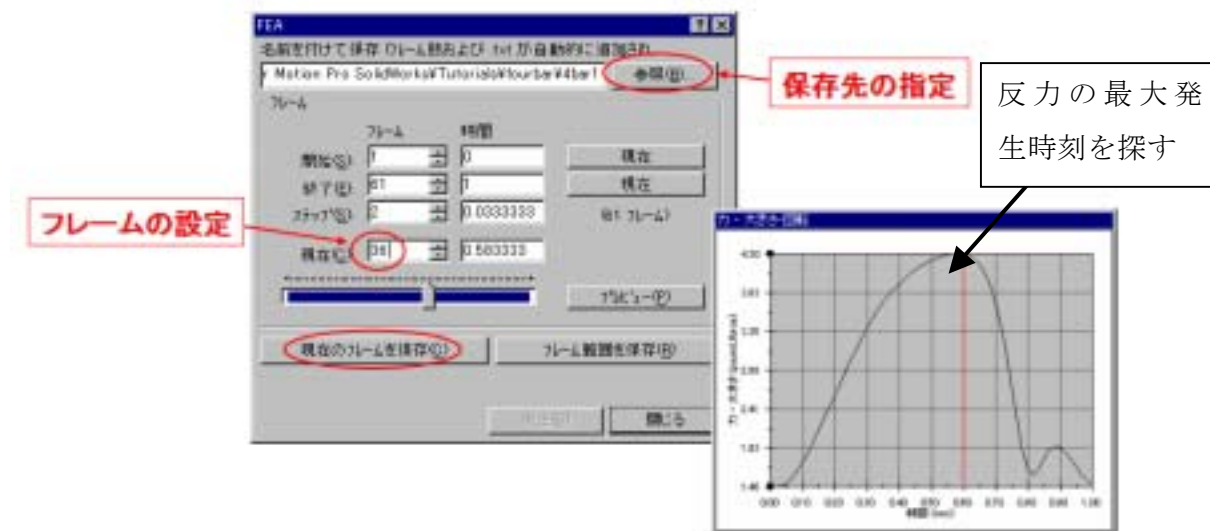


図 8-53 荷重ファイルの出力設定画面

<注意点 4 >

DesignSpace を起動後に、機構解析からのモーション荷重読み込みの準備をする。DesignSpace のコントロールパネル内のジオメトリ設定画面で、モーション荷重を On にしておく必要がある。これにより、点荷重を面荷重に分布させてくれる。これを On にしないと荷重ファイルを読み込めないで注意する。

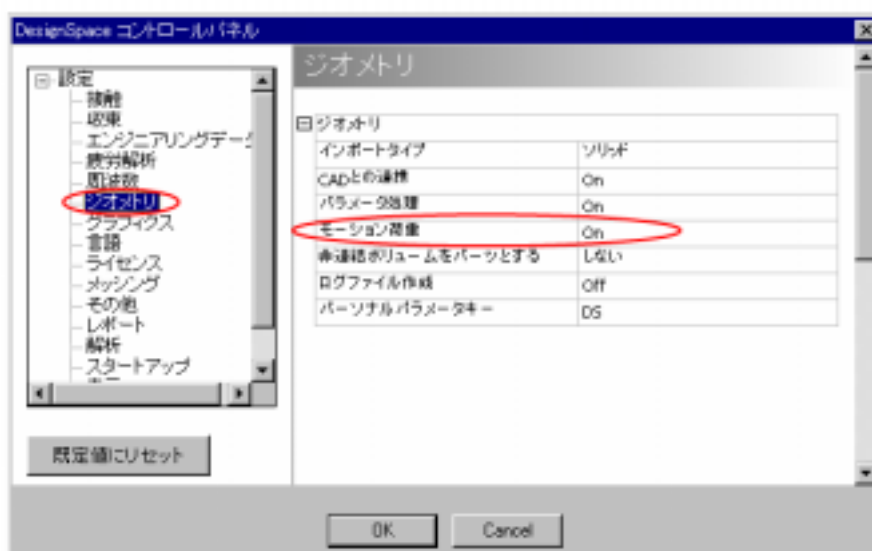


図 8-54 DesignSpace のコントロール設定画面(Ver6 の場合)

### <注意点 5>

アセンブリーモデルを DesignSpace に読み込んだ後に、強度解析を行うパーツ以外はすべて抑制をかけておく必要がある。モーション荷重を転送して構造解析をする場合は、1部品のみになり、アセンブリーモデルのままだと解析できないことに注意する。また、その解析する1部品はグラウンドパーツ（Motion での絶対空間上に固定されている部品）に対しては行えないことにも注意しておく。



図 8-55 強度解析するパーツ以外はすべて抑制をかける

### <注意点 6>

DesignSpace の環境条件設定で、COSMOSMotion より出力した荷重ファイルを読み込むことにより、自動的にその部品に関する FEA 面に表面力が設定される。従って、構造解析したい部品に関するジョイントについてはきちっと FEA 面を定義しておかないと予期せぬ面に荷重がかかったりすることがあるので注意する。逆に言えば、構造解析をしない部品に関するジョイントに関しては FEA 面を定義しなくても結果には関係ないことになる。

また、その部品に関する力としては、ジョイントによる表面力だけではなくて、物体力（慣性力や遠心力）も作用しており、それらも自動的に取り込まれる。

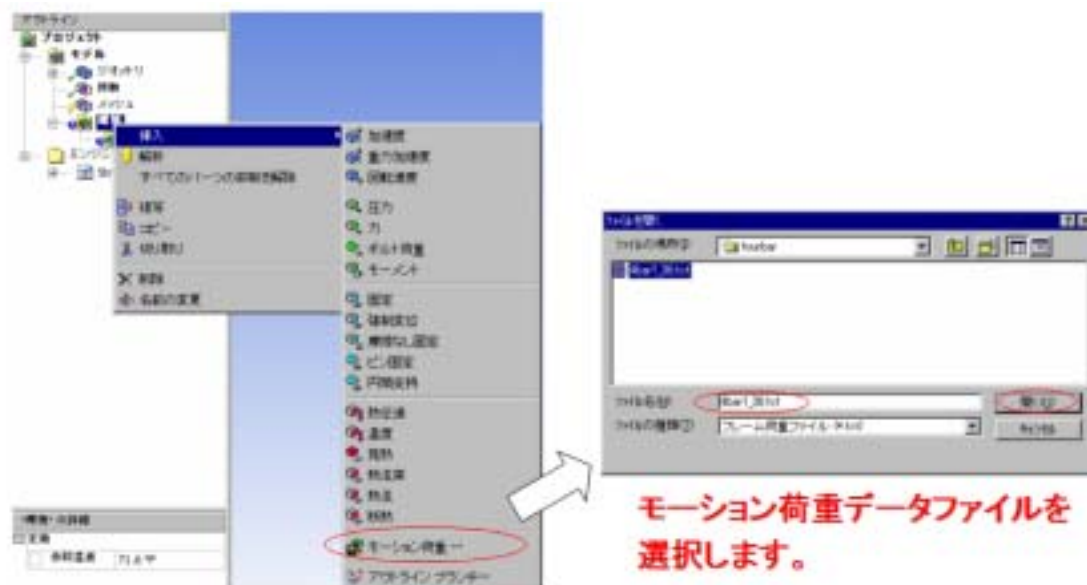


図 8 - 5 6 Motion 荷重ファイルの読み込み画面

<注意点 7>

Motion 荷重の場合は、力のバランスとして釣り合い状態にある。従って、特別に拘束したい場合でなければ、拘束条件をつけないでそのまま解析実行を行なうのが普通である。理論的に完全に釣り合っていれば拘束はいらぬが、実際には誤差があり僅かなアンバランスが存在する。この僅かなアンバランスに対して、プログラム内部で影響のない程度の弱いばねを自動的に設定し安定化させて計算を行なっている。その警告メッセージが図 8 - 5 7 のように出るが、OK で進めれば問題ない。

また、計算結果については、相対量であるひずみや応力を見るぶんには問題ないが、変位量については剛体移動分を含んでいるので設計的には利用しないようにする。

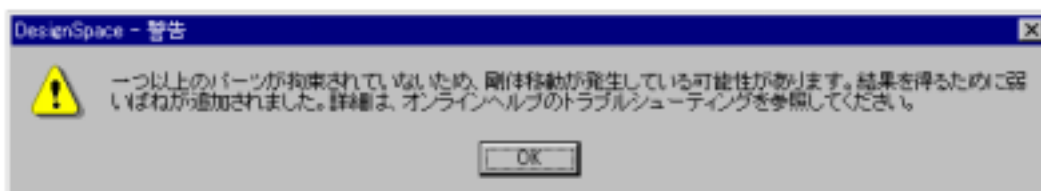


図 8 - 5 7 拘束条件を付けない場合に出る警告メッセージ

## 第5節 機構解析と構造解析の連成解析手順演習

### 5-1 スライダクランクモデル

ここでは第6章で作成したアセンリーモデルを例に機構/構造連成解析をおこなってみる。スライダクランクが運動した際のリンク部品の応力計算を行うものとする。

手順1) 第4章で作成したアセンリーモデル crank\_asm.SLDASM を開く。

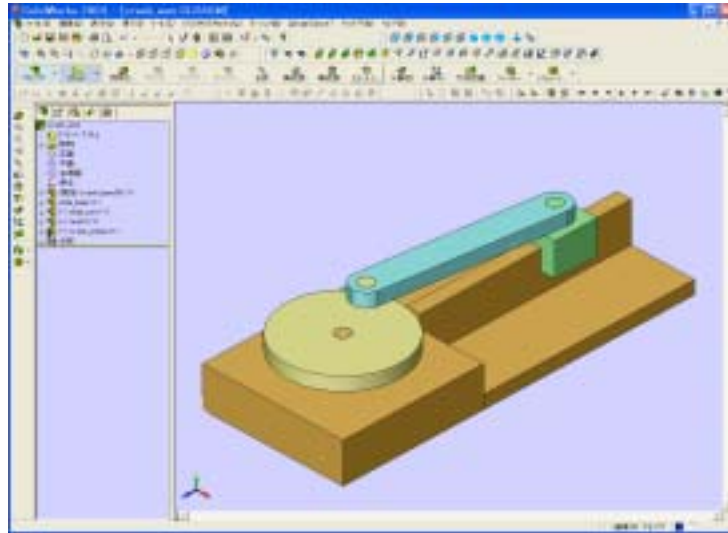


図8-58 crank\_asm.SLDASM モデル

手順2) COSMOSMotion がアドインされた状態で、モーシオンタブに切り替え、稼動パーツとグランドパーツに分類する。この場合、crank\_base00-1、slide\_base-1 のパーツを選択し右クリックで「グランドパーツ」を選んでグランドパーツに設定する。同様に、crank\_enban-1,link01-1,slide\_unit-1 を可動パーツに設定する。

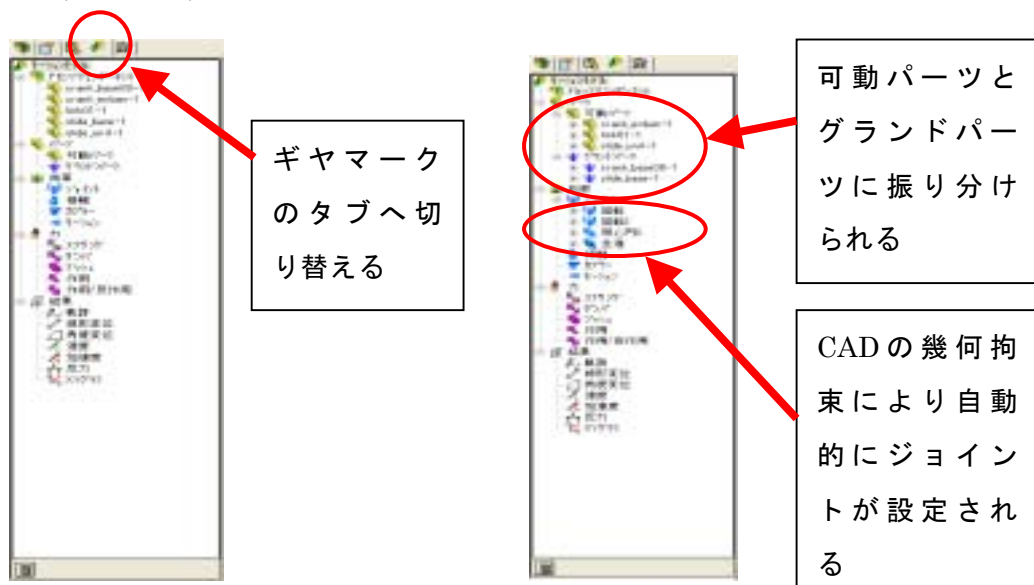


図8-59 モーションタブへ切り替えと可動パーツ/グランドパーツへの振り分け

手順3)「回転2」ジョイントにモーション(動き)を定義する。「回転2」ジョイントを右クリックし「プロパティ」で「速度、一定、360deg/sec」のモーションを定義する。

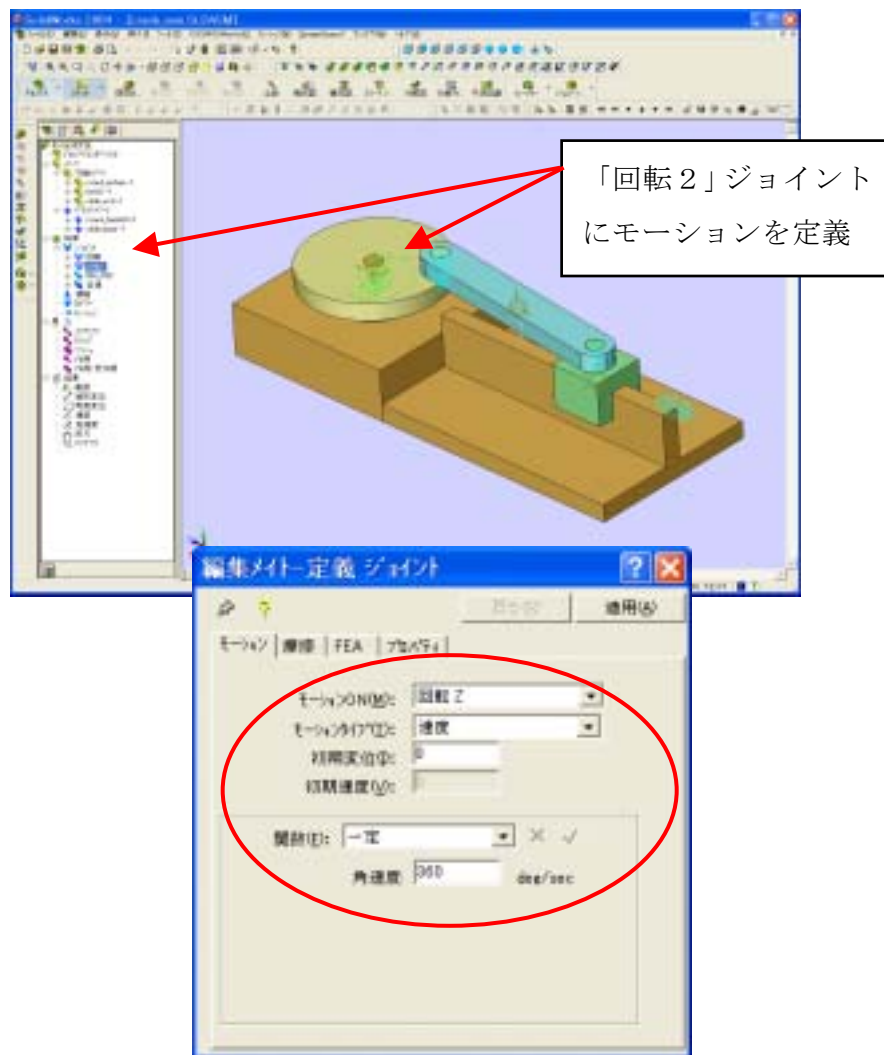


図8-60 ジョイントへのモーション定義

手順4) 荷重の設定。「作用」を右クリックし「作用力追加」で、slide\_unit の端面に内向きに1Nの一定荷重を定義する。

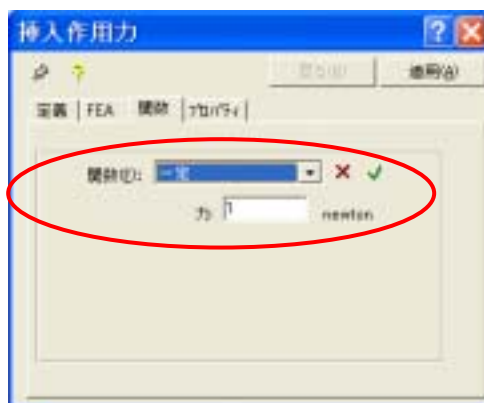


図8-61 1Nの一定荷重の定義(関数タブ)



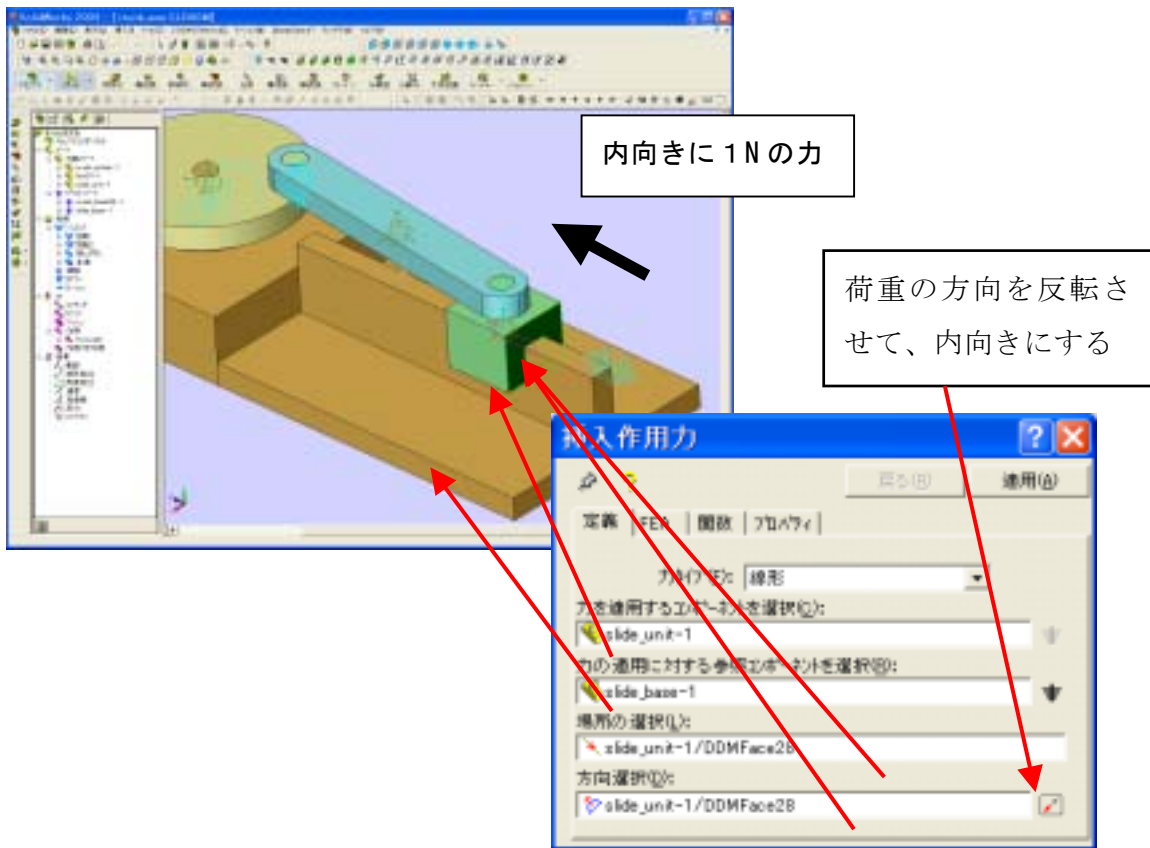


図8-62 荷重の定義（定義タブ）

手順5) 解析実行ボタンを押して、動かしてみる。そして、たとえば、モーシオンを与えた「回転2」ジョイントを右クリックの[プロット] → [回転モーシオンジェネレータ] → [モーメント Y] で、駆動トルクグラフを出してみる。円盤の半径が40mmであり、1Nの軸力を掛けていることから、最大トルクもおおよそ $\pm 40 \text{ N} \cdot \text{mm}$ であることが分かる。

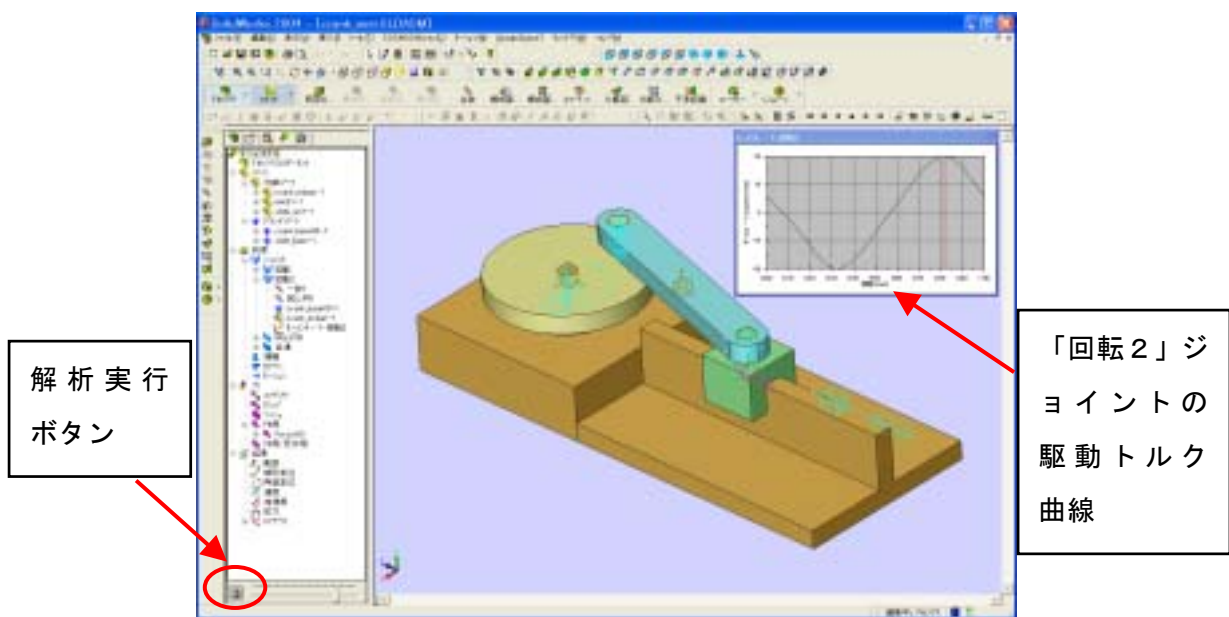


図8-63 解析の実行

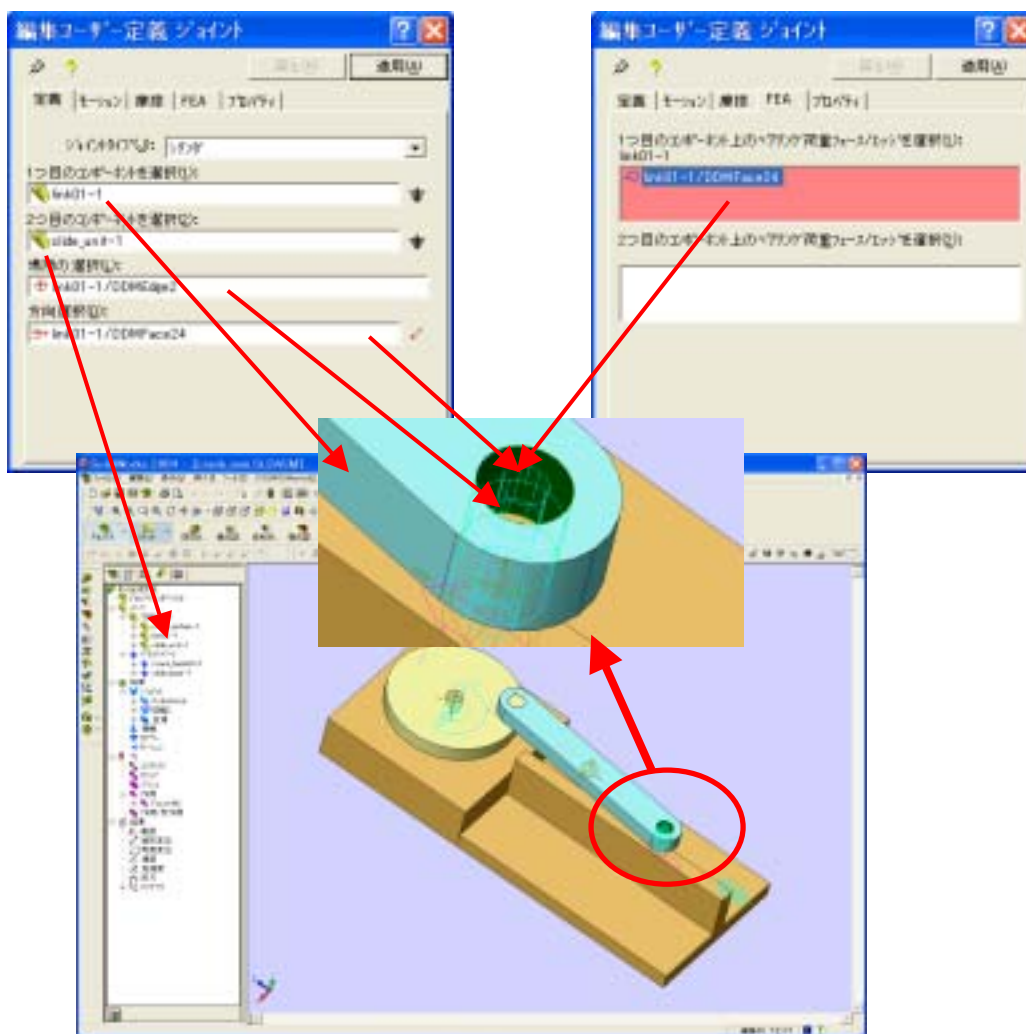
手順6) 過剰拘束になっていないか、チェックしてみる。

可動パーツ3つ	6自由度×3	=	18自由度
回転ジョイント2つ	-5自由度×2	=	-10自由度
同心円ジョイント1つ	-4自由度×1	=	-4自由度
並進ジョイント1つ	-5自由度×1	=	-5自由度
回転モーション1つ		=	-1自由度
計			-2自由度

で過剰拘束になっているので、修正する必要がある。

まず、解析実行ボタンを再度押して解析結果を削除してから、「回転」ジョイントと「同心円」ジョイントを削除する。

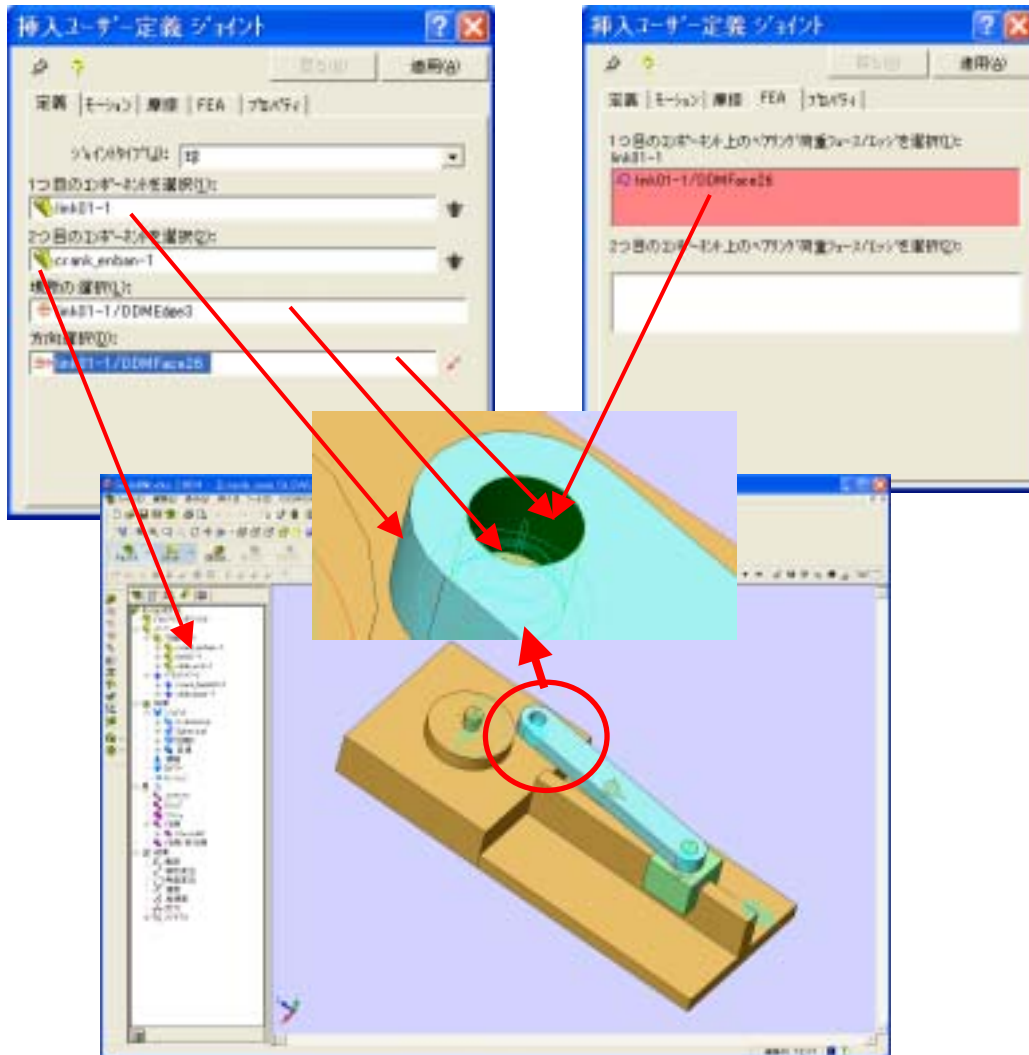
手順7) シリンダージョイントを再定義する。「ジョイント」を右クリックし「シリンダージョイントの追加」を選択する。また、同時にジョイント反力を割り当てる FEA 面も定義する。



(注) 面選択を容易にするため、slide\_unit パーツを CAD 側で非表示にしている

図8-64 シリンダージョイントの再定義

手順8) 球ジョイントを再定義する。「ジョイント」を右クリックし「球ジョイントの追加」を選択する。また、同時にジョイント反力を割り当てる FEA 面も定義する。



(注) 面選択を容易にするため、crank\_enban パーツを CAD 側で非表示にしている

図 8-65 球ジョイントの再定義

手順9) 実際は常に重力が作用しているが、ここでは動きによる動的な荷重による変形レベルを見るために、重力効果を見捨てる。

そのためには、モーションモデルを右クリックし「シミュレーションパラメータ」を選択し、ワールドタブ内の重力加速度 ON のチェックを外す。

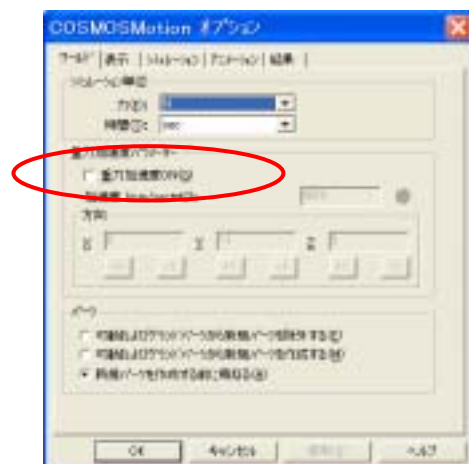


図 8-66 重力効果の OFF

手順10) 非表示になっているパーツを表示に戻して、再度計算を実行する。

この際、「回転2」ジョイントのY方向モーシジョンジェネレータ、「Cylindrical」ジョイントの反力大きさ、「Spherical」ジョイントの反力大きさをグラフ出力しておく。

(注) グラフの目盛の有効桁数を増やすには、目盛をダブルクリックし「数」タブ内の十進法桁数を上げる。

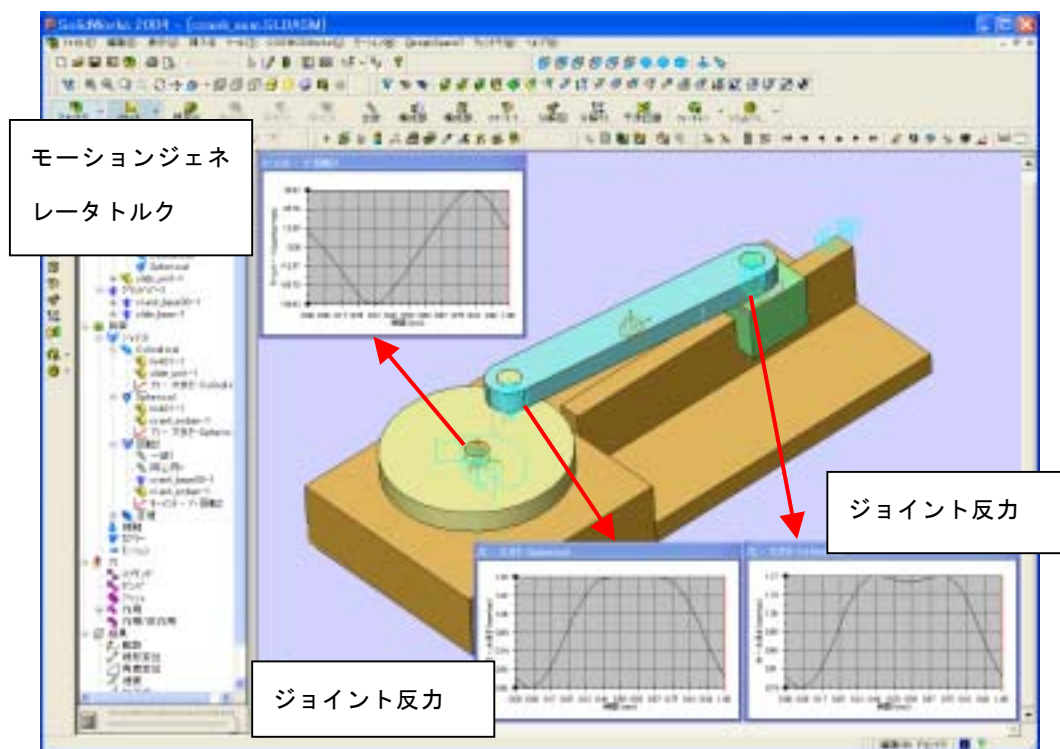


図8-67 計算の再実行

手順11) ジョイント反力のファイル出力を行う。メニューの [モーション] → [結果エクスポート] → [FEA 荷重転送] を選択する。

まず、最初の画面はそのまま OK で進める。ここで、「メイトからのジョイント荷重エッセンティティを導出」は、FEA 面を定義していない場合に CAD の拘束面より設定するものであり、今回は FEA 面を定義しているので不要である。

次の画面では、DesignSpace を用いる場合は、FEA システムを「共通」にし、反力を出力するフレーム位置をスライダバーで決めた後に、「現在のフレームを保存」をして閉じる。この場合は、反力値が大きくなる30フレーム目を出力している。

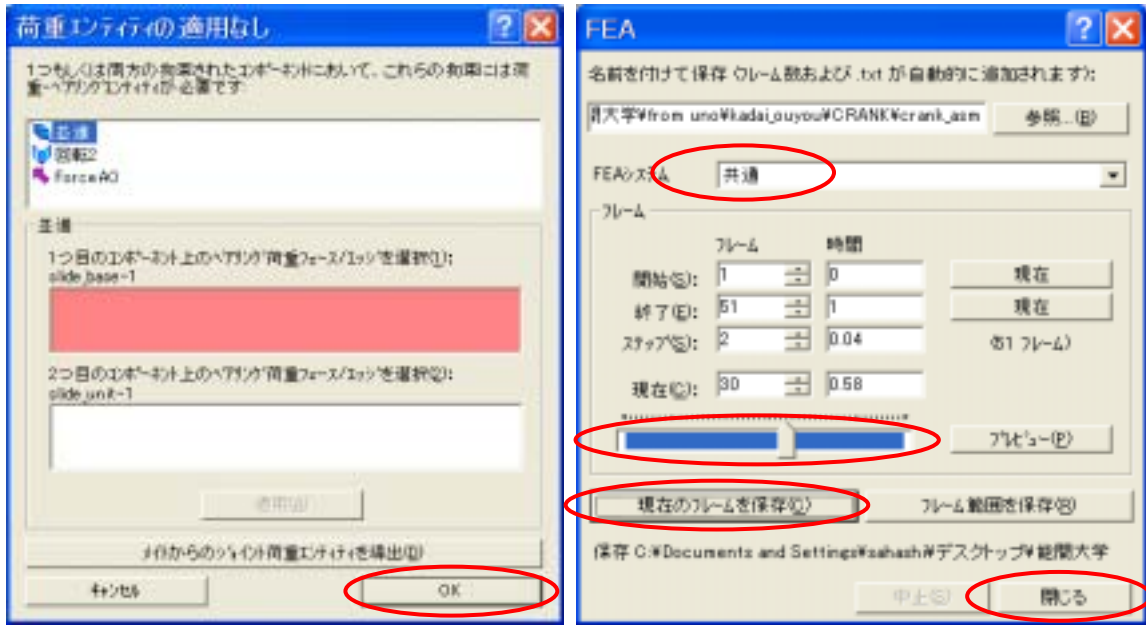


図 8 - 6 8 ジョイント反力ファイルの出力

手順 1 2) [DesignSpace7] → [DesignSpace 起動] より、DesignSpace を起動する。  
 DesignSpace メニューの [ツール] → [コントロールパネル] → [ジオメトリ] 内で、  
 モーション荷重の項目を On にする。DesignSpace7 のバージョンの場合は、下図に示す  
 2箇所を図のように設定する。

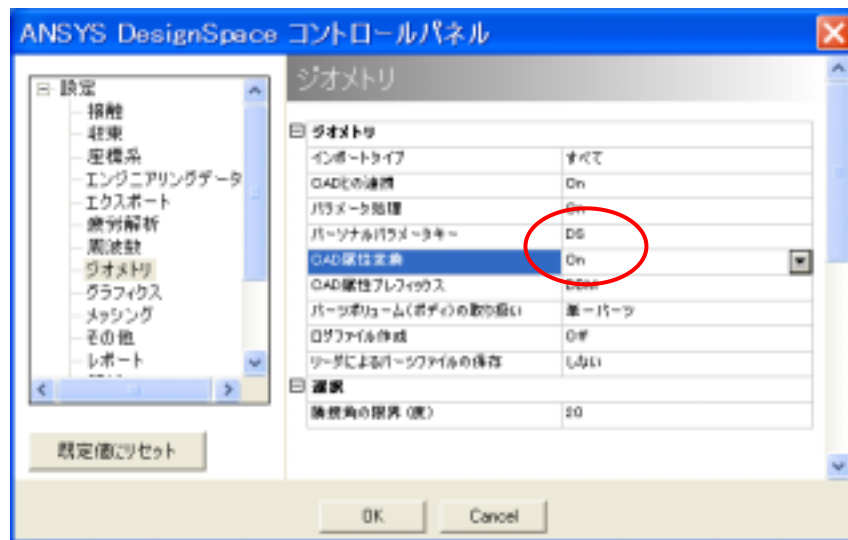


図 8 - 6 9 コントロールパネルの設定 (DesignSpace7 の場合)  
 (DesignSpace6 の場合は、図 6 - 5 5 を参照)

手順 1 3) DesignSpace に CAD モデルを取り込む。ジオメトリーをピックして、アクティブな CAD ファイルで開いている SolidWorks のモデルを選択する。

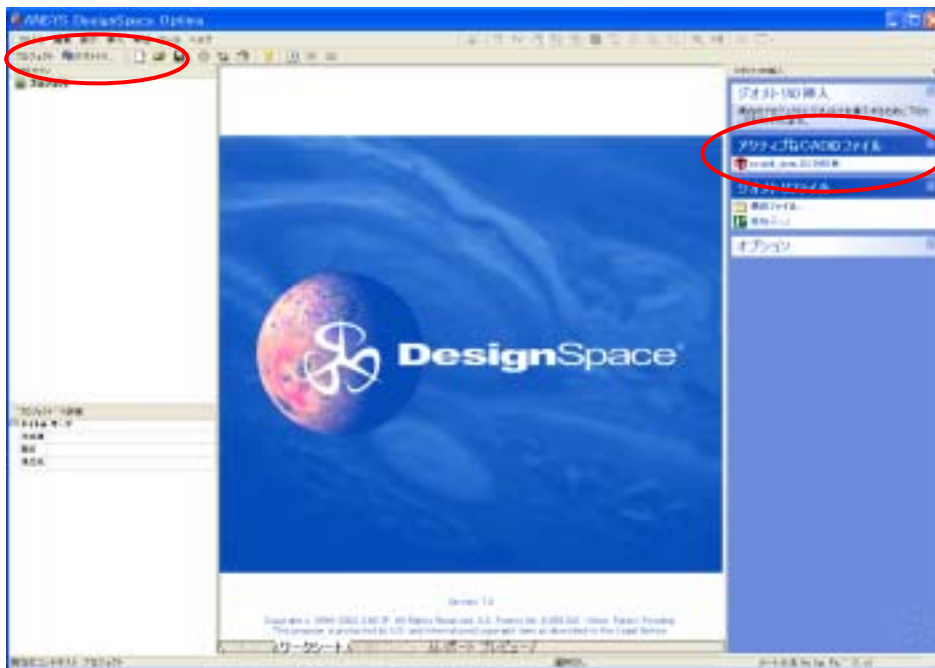


図 8 - 7 0 DesignSpace 初期画面

手順 1 4) モデルが読み込まれるが、そのうち解析するリンクパーツ以外を抑制しておく。ジオメトリーを開いて部品一覧を出し、そのうち抑制する link01 パーツ以外を Ctrl キーまたは Shift を押しながら同時に選択し、詳細設定の中で「抑制」を On にする。材料はここではデフォルトの Structural Steel のままにしておく。

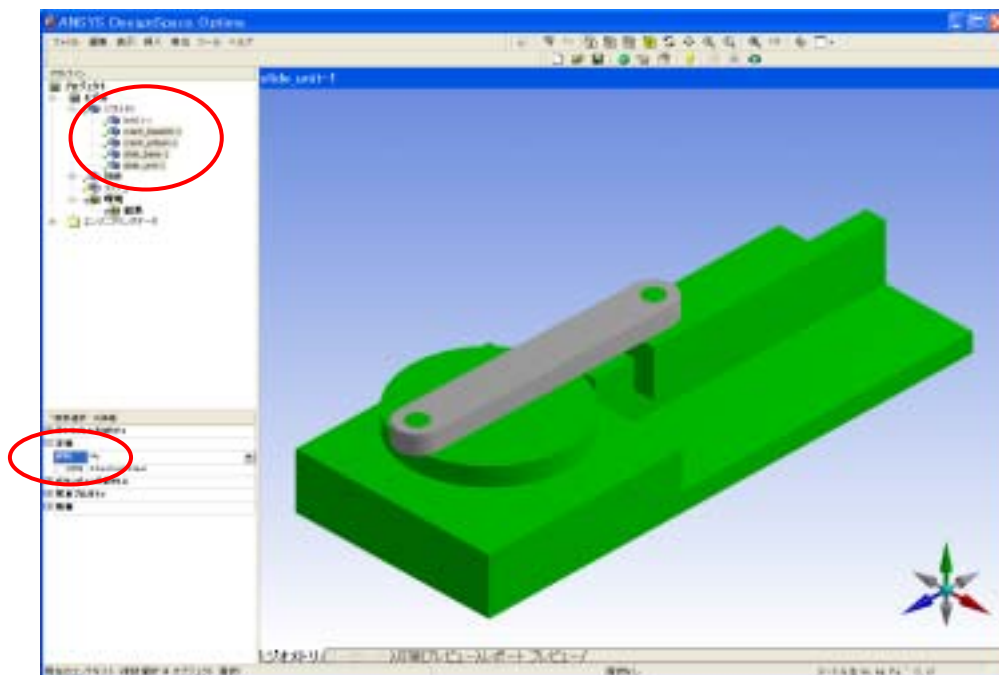


図 8 - 7 1 アセンブリモデルの読み込み

手順15) リンク部品のみにしたら、「環境」を右クリックし、[挿入] → [モーション荷重] により、Motion より出力した荷重ファイルを選択する。この場合、crank\_asm\_30.txt となる。

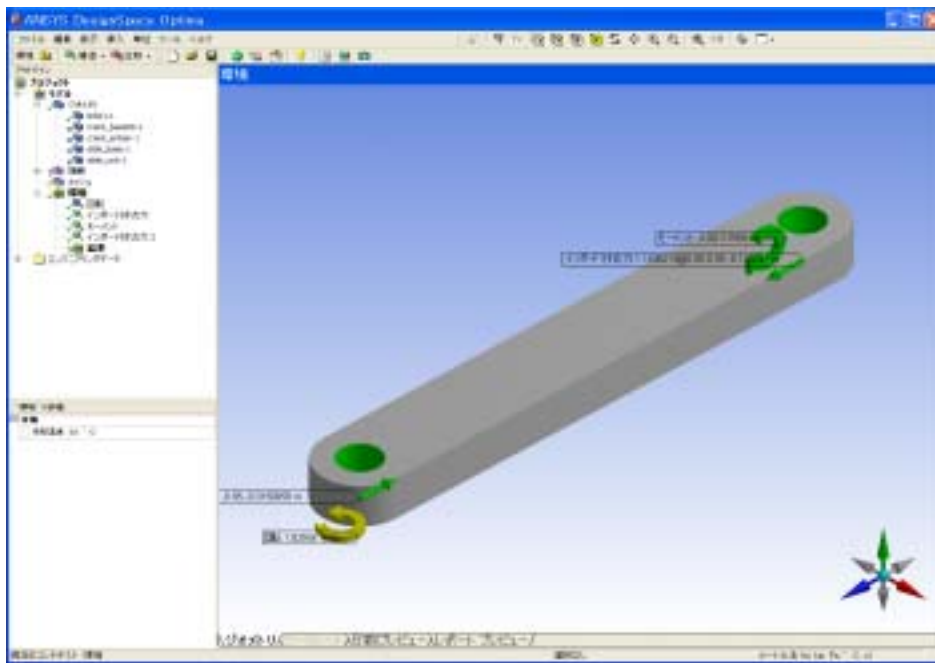


図8-72 リンク部品への Motion 荷重の適用

手順16) 「結果」フォルダーを右クリックし、見たい解析結果（ここでは、相当応力と全変形量）を挿入し、解析を実行する。拘束条件がないので、途中で警告メッセージがでるが、OK で解析を進める。

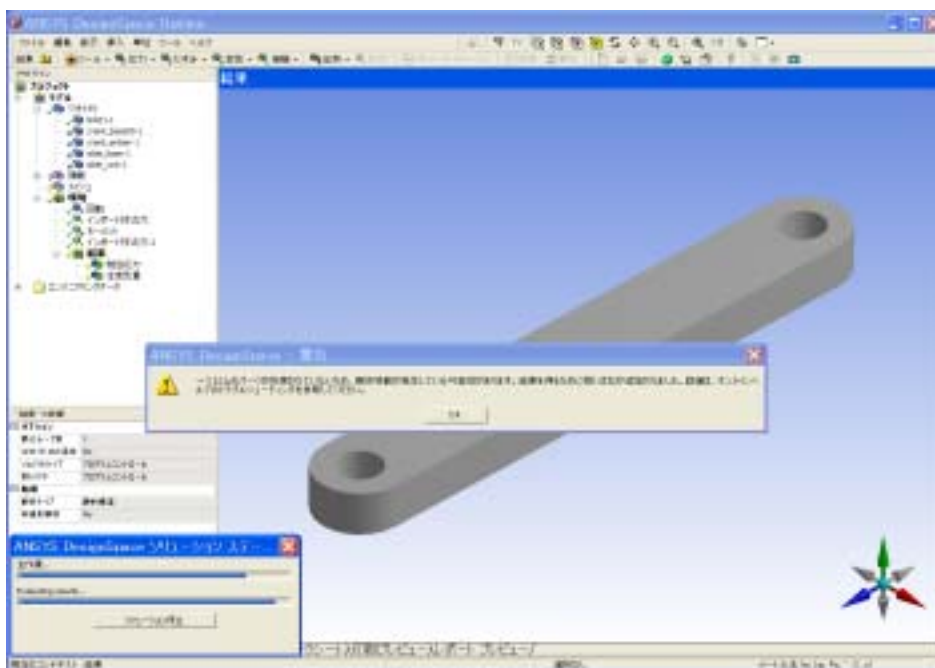


図8-73 解析の実行

手順 1 7) デフォルトのメッシュサイズでは粗いので、必要に応じて「メッシュ」を選択し、詳細画面で妥当性を 100 にして解析を実行し直す。

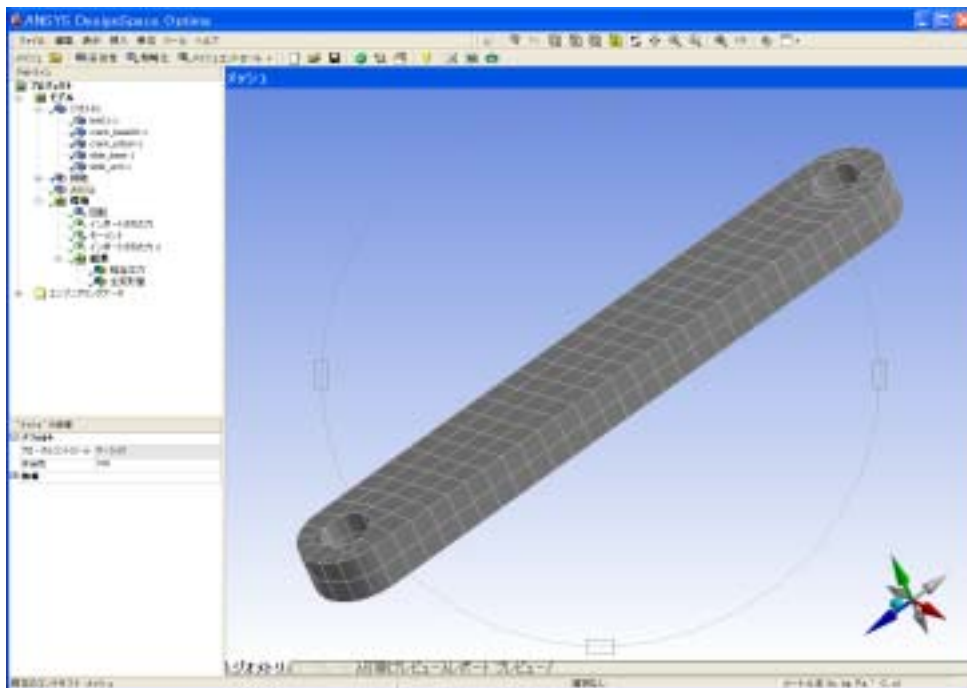


図 8-74 メッシュの再作成および解析の再実行

手順 1 8) たとえば、相当応力図を選択して表示する。Motion の動きより圧縮力がかかると同時に、荷重の作用点がジョイントより下側にあるため、上に凸の曲げモーメントによるそりも発生しているのがわかる。

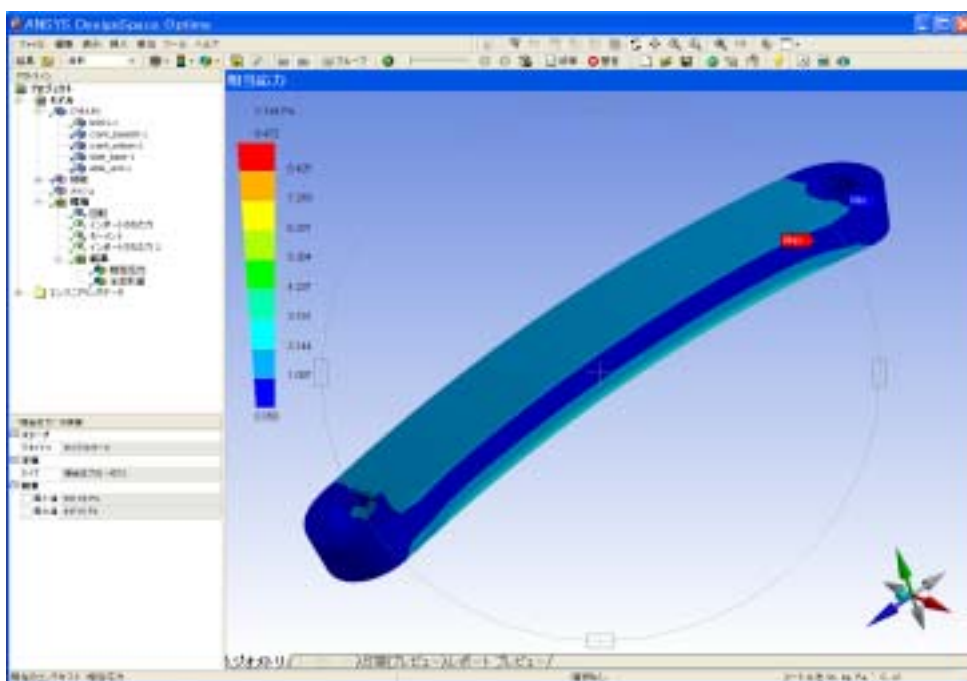


図 8-75 Motion 荷重によるリンク部品の応力図



手順19) 更に、最小主応力図の断面コンターを表示して、断面中心あたりの最小主応力（圧縮応力）値をプループで見ると、約 6480Pa である。これは、Motion よりリンクに作用している軸力が約 1.3N であり、これをリンクの断面積(0.02m×0.01m)で割ると、6500Pa であることから、妥当な荷重が作用していると考えられる。

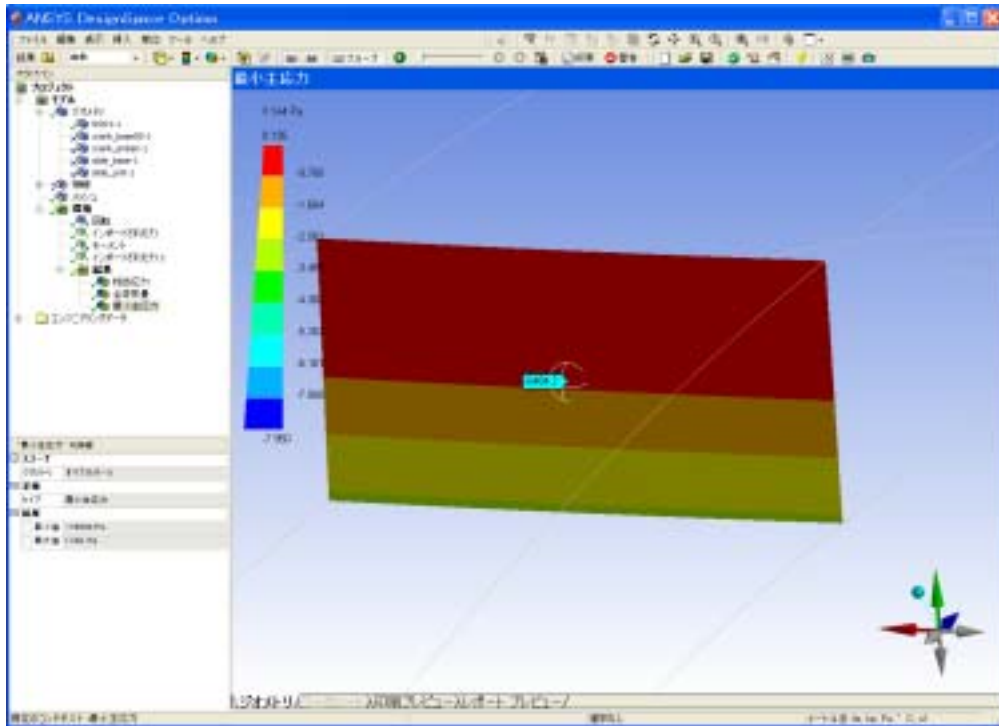


図 8-76 リンク断面の軸応力図

## 5-2 練習課題（ピストンクランクモデル）

前出のスライダクランク機構の演習を参考に、下記エンジンのピストンクランクモデルを用いて、機構解析の条件設定から、構造解析までの連成解析を行ってみよ。

圧力がピストン面に作用している状態で、一定速度でクランクが回転した場合のコネクティングロッドの強度解析を行うものとする。また、クランク軸の回転速度やピストン内圧を変化させたときの結果の違いについても考察せよ。

<回答例>

① SolidWorks のアセンブリーモデルから、COSMOSMotion を起動する。各パーツ間に自動的にジョイントが付くが、過剰拘束になっていないかを確認してみる。

- |                |     |             |
|----------------|-----|-------------|
| ・稼動パーツ 3つ      | 自由度 | + 18        |
| ・回転ジョイント 2つ    | 自由度 | - 10        |
| ・シリンダージョイント 3つ | 自由度 | - 12        |
|                | 合計  | - 4（過剰拘束状態） |

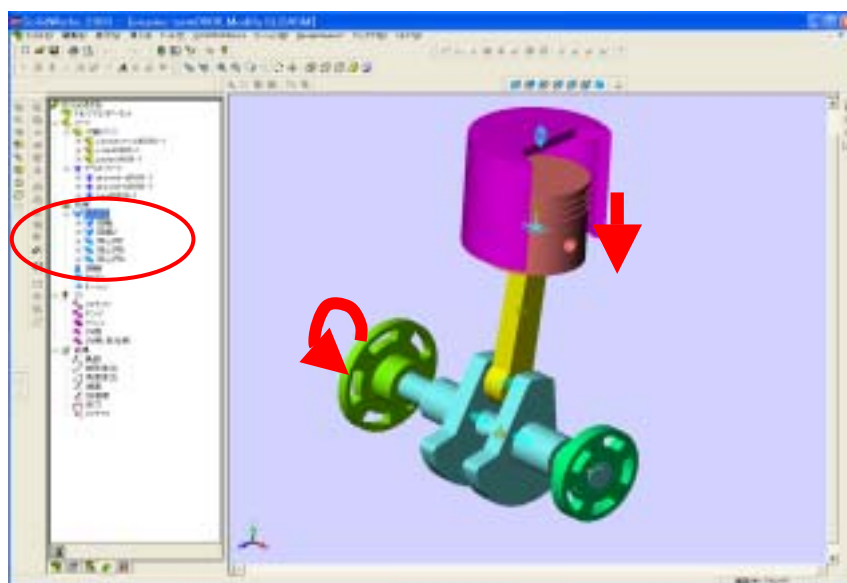


図 8-77 クランクピストンモデル

② このままでは過剰拘束となっており、所望の箇所の反力が出ないことがあり得るためジョイントを以下のようにつけ直してみる。

- |                |     |             |
|----------------|-----|-------------|
| ・稼動パーツ 3つ      | 自由度 | + 18        |
| ・回転ジョイント 1つ    | 自由度 | - 5         |
| ・シリンダージョイント 1つ | 自由度 | - 4         |
| ・球ジョイント 1つ     | 自由度 | - 3         |
| ・並進ジョイント 1つ    | 自由度 | - 5         |
|                | 合計  | + 1（ダイナミック） |

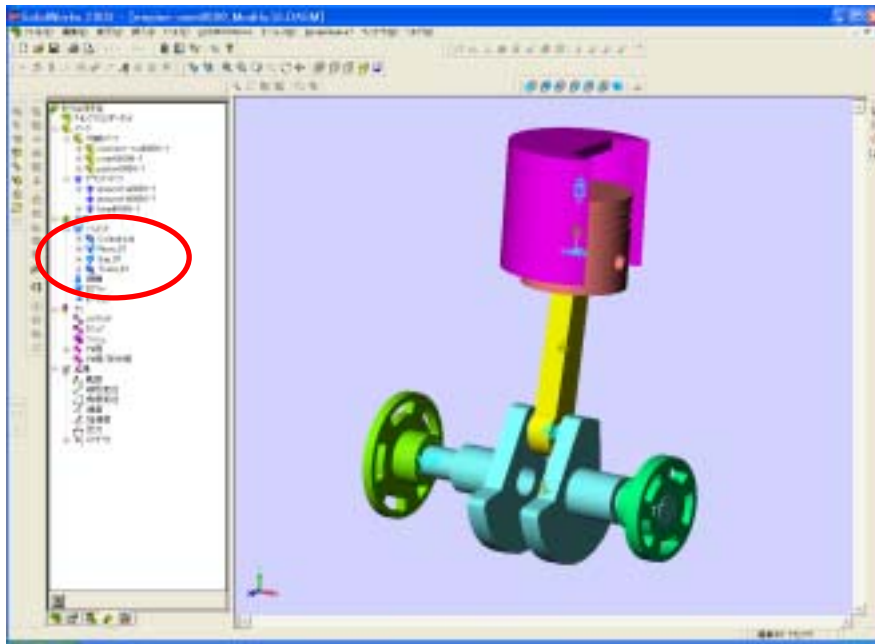


図8-78 過剰拘束を修正した状態

- ③ 今回、コネクティングロッドに関するジョイント（Revo\_01 と Squ\_01）について、ジョイントプロパティ設定内で、FEA 面（荷重転送面）を設定する。面が2分割されており、2面を選択していることに注意。今回、荷重転送に使わないジョイントについては特に FEA 面は定義しなくても良い。

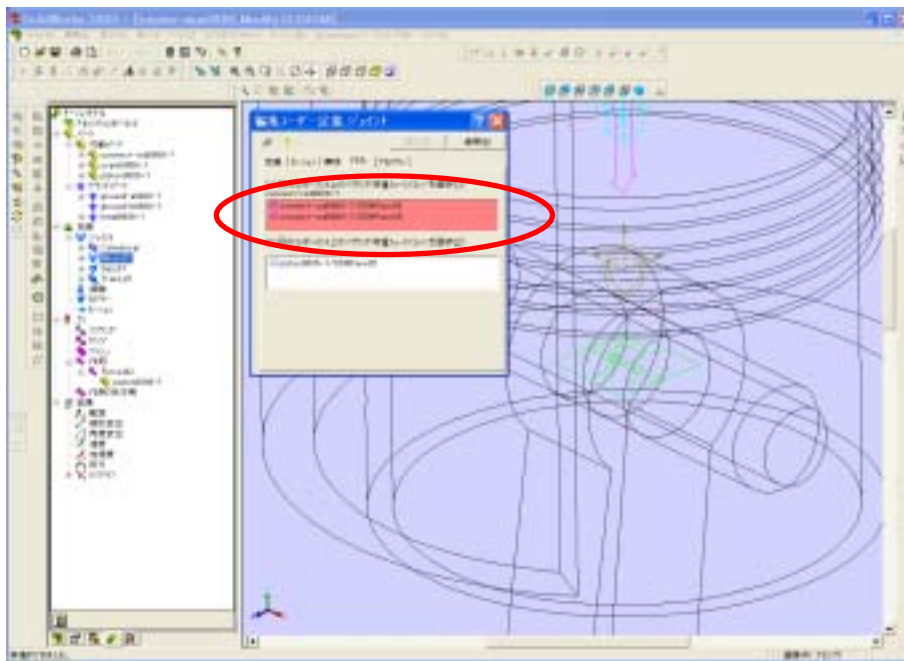


図8-79 ジョイント Revo\_01 に関する FEA 面定義

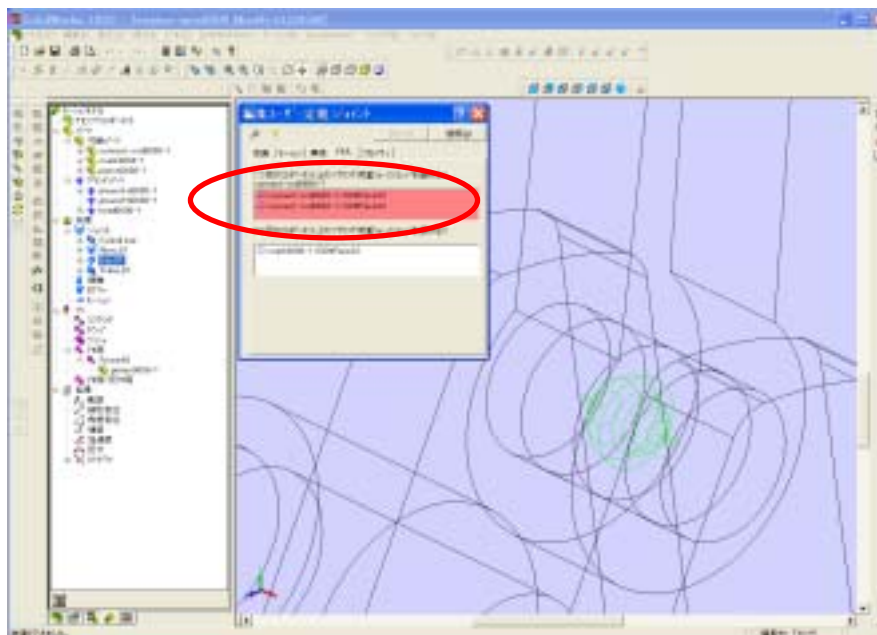


図 8-80 ジョイント Squ\_01 に関する FEA 面定義

- ④ クランク軸を支えているシリンダージョイント(Cylindrical)のプロパティで Z 軸回転モーション（一定角速度 36000deg/sec）を定義する。

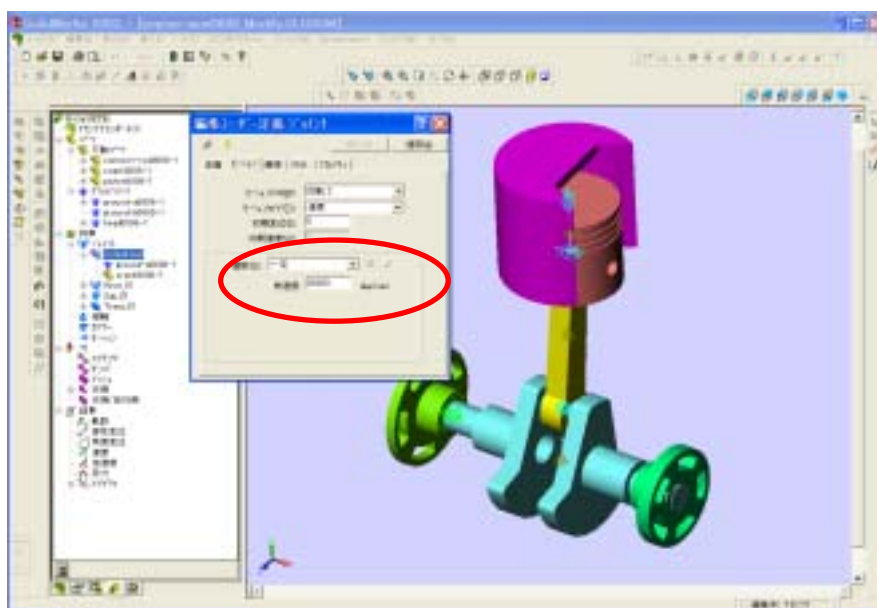


図 8-81 回転モーションの定義

- ⑤ [作用] → [作用力追加] から、ピストンヘッド上面に下向きに 1000N の荷重をかける。荷重の向きを反対にしたいときは、方向選択の右側にある矢印ボタンを押す。参照パーツに自分自身を選択し、場所及び方向にピストンの上面を選択すれば、作用力はピストン上面の中心位置に面直方向に作用することになる。また、その作用方向は常にピストン上面の法線方向となる。

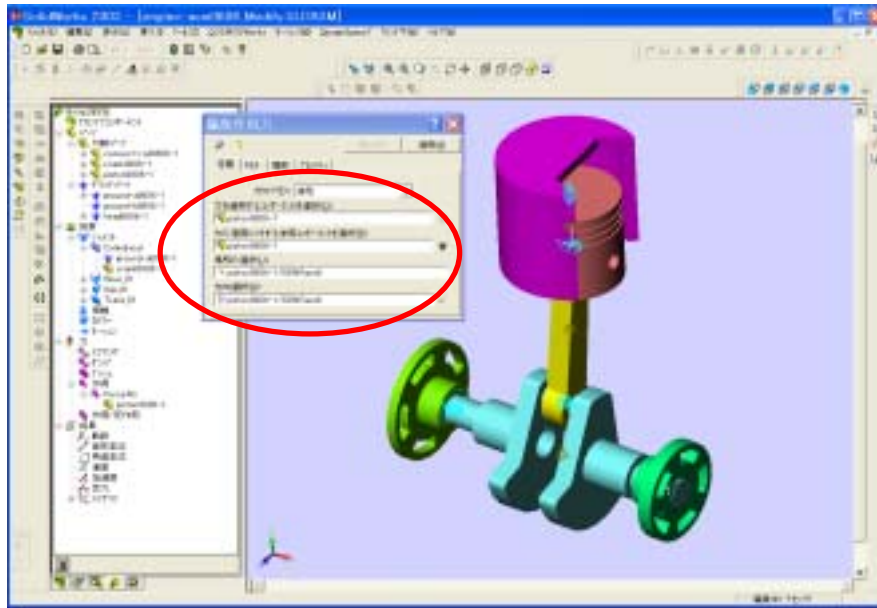


図8-82 作用力の定義画面

- ⑥ [モーションモデル] → [シミュレーションパラメータ] 設定内で、下向きに重力を考慮、計算時間 0.01sec、ステップ数 60 を指定し、解析を実行する。
- ⑦ 今、コネクティングロッドの強度に着目し、コネクティングロッドに繋がっている両端のジョイント(Revo\_01 と Squ\_01)の反力をプロットしてみる。  
すると、ちょうど下記のポジションに来た際にジョイント反力が最大になっていることが分かるので、その位置 (約 39 ステップ目) の荷重ファイルを出力する。

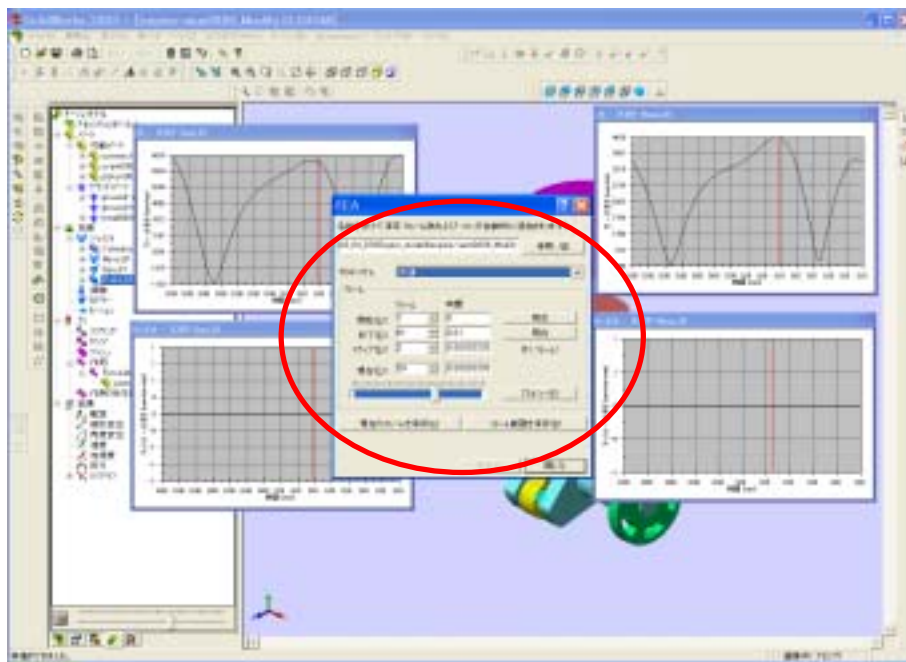


図8-83 荷重ファイルの出力

- ⑧ メニューから DesignSpace を起動し、モデルをアタッチする。その際、コントロールパネルの設定が下記のようにになっていることを確認する。

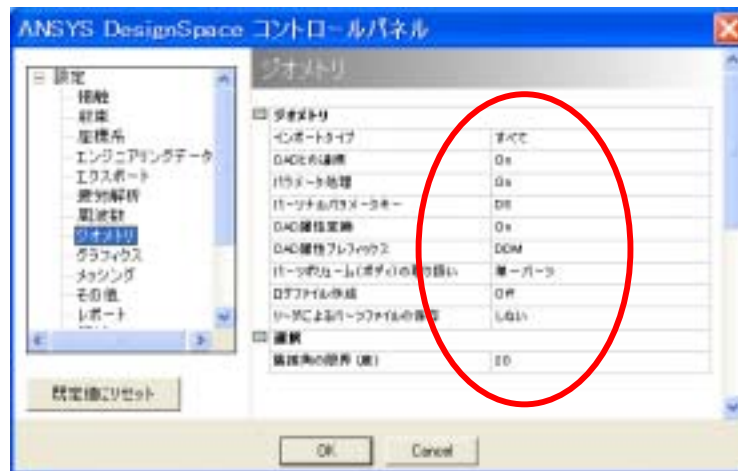


図 8-84 DesignSpace のコントロール設定画面 (Ver7 の場合)

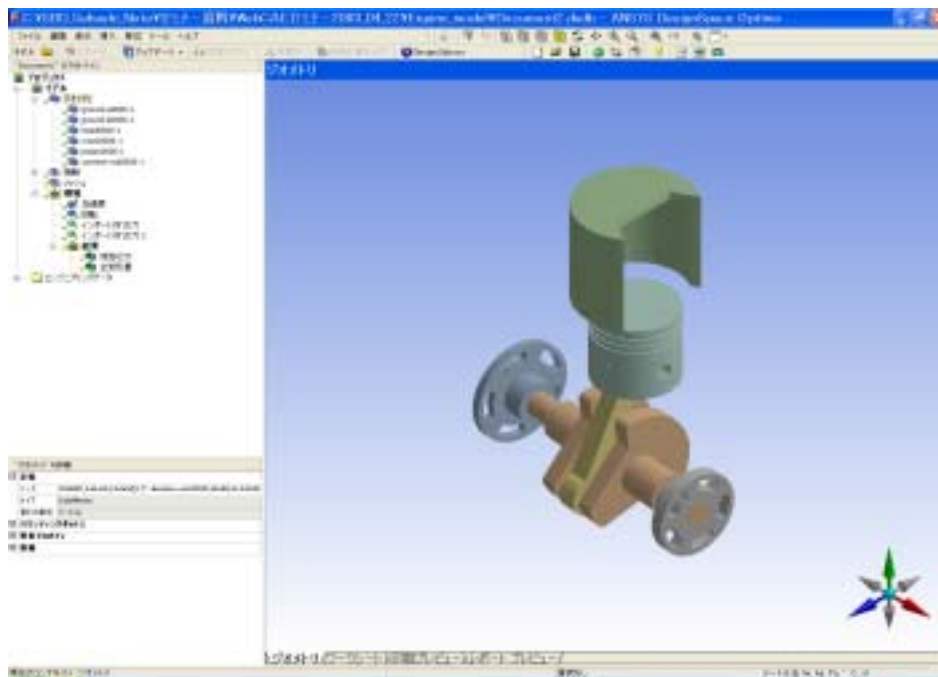


図 8-85 DesignSpace にモデルをアタッチした画面

- ⑨ コネクティングロッド以外のパーツを抑制した後、[環境] → [挿入] → [Motion] 荷重で、COSMOSMotion から出力した荷重ファイルを読み込む。

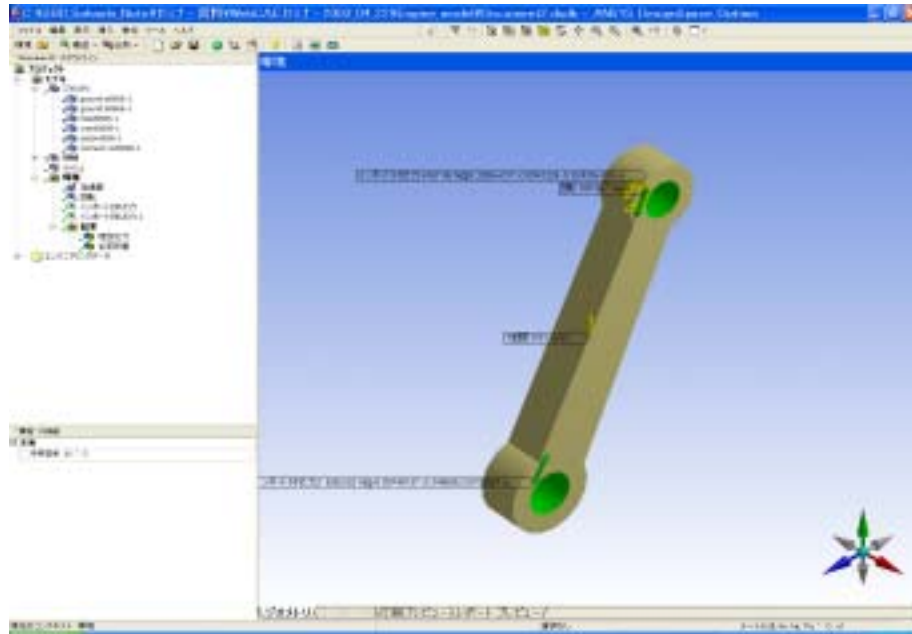


図8-86 荷重データを読み込んだ状態

- ⑩ 見たい結果を挿入後、解析を実行する。

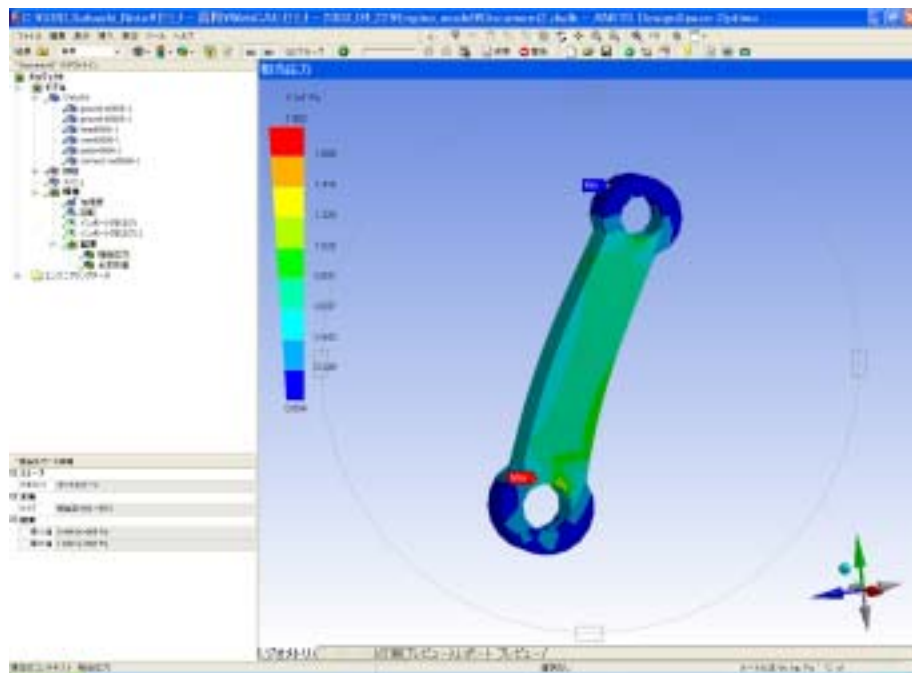


図8-87 変形図と共に応力コンター図を表示した例

圧縮力を受けながら、慣性力により曲げ荷重も受けているのが分かる。アニメーションで見ると変形モードが分かり易い。安全率などを確認して強度的に満足するかなどをチェックする。

## 参考文献

1. 有限要素法の理論と実際 小川秀夫
2. 有限要素法入門 春海佳三郎・大槻明 共立出版（1990）
3. 有限要素法のノウハウ 東町高雄 森北出版（1993）
4. 有限要素法の基礎 矢川元基・半谷裕彦 朝倉書店（1994）