

2007/01/25

ボルト締結勉強会用資料 (ベンチマークテストの解析結果)

「ボルト締結の有限要素法モデリング手法の有効性評価」

酒井・泉研究室 修士2年

中嶋 一裕

緒言

日本機械学会 機械材料・材料加工部門 分科会
 「締結・接合・接着部のCAE用モデリング及び評価技術の構築」
 ねじ締結 Working Group

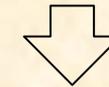
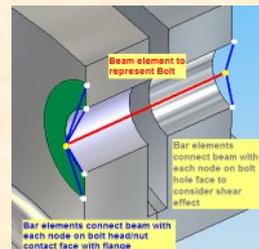
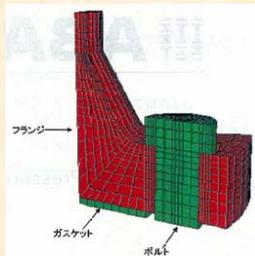
<http://www.fml.t.u-tokyo.ac.jp/~izumi/Bolt/WG/>

ID: KIKAI PASS: WG1

背景

設計支援ソフトごとに独自のボルトモデリング手法の有効性に疑問

- ・三次元ソリッドモデル(非線形解析) → 精度が高い ⇔ 計算が高コスト
- ・ビーム要素等でボルトを簡略化(線形解析) → 精度が低い ⇔ 計算が低コスト



応力・剛性・限界滑り量は評価できるのか？

提案

ベンチマークテストにより各モデリングの解析結果を実験と比較

- ・ガスケットを含むフランジモデル(軸方向荷重)
- ・2枚板の締結モデル(軸垂直方向荷重)

各ソフトの様々なボルトモデリング手法の有効性を議論・整理

本研究の背景・目的

代表的なボルト締結の有限要素モデリング手法

ねじ山モデル

- ・ねじ山の螺旋形状までモデリング(接触要素使用)
- ・最も精度が高い
- ・解析対象・・2,3本

リベットモデル

- ・ボルトとナットを一体化してモデリング(接触要素使用)
- ・現在の設計現場で主流
- ・解析対象・・数本

ビーム要素モデル

- ・ボルト軸部をビーム要素に簡略化
- ・軸両端の接続方法によりRBEボルトモデルやスパイダーボルトなどの種類がある
- ・解析対象・・十数本

ボルトなし

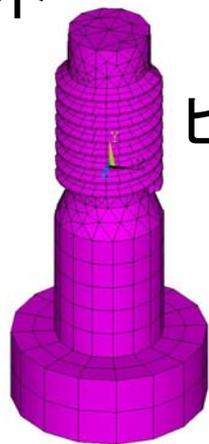
- ・ボルトをモデリングしない
- ・解析対象・・数十本

- ・ねじ山の螺旋形状はどのように影響してくるか ⇒ ねじ山モデルとリベットモデルの比較
- ・計算コストの低いモデリングでどこまで実際の現象を再現できるか

2枚板の締結モデルに代表的な荷重を加え各モデリングの有効性について評価する

ボルト・ナットモデル形状

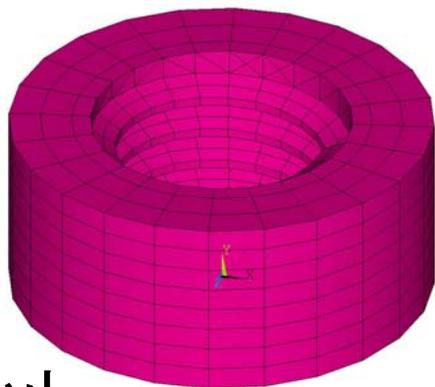
M10ボルト



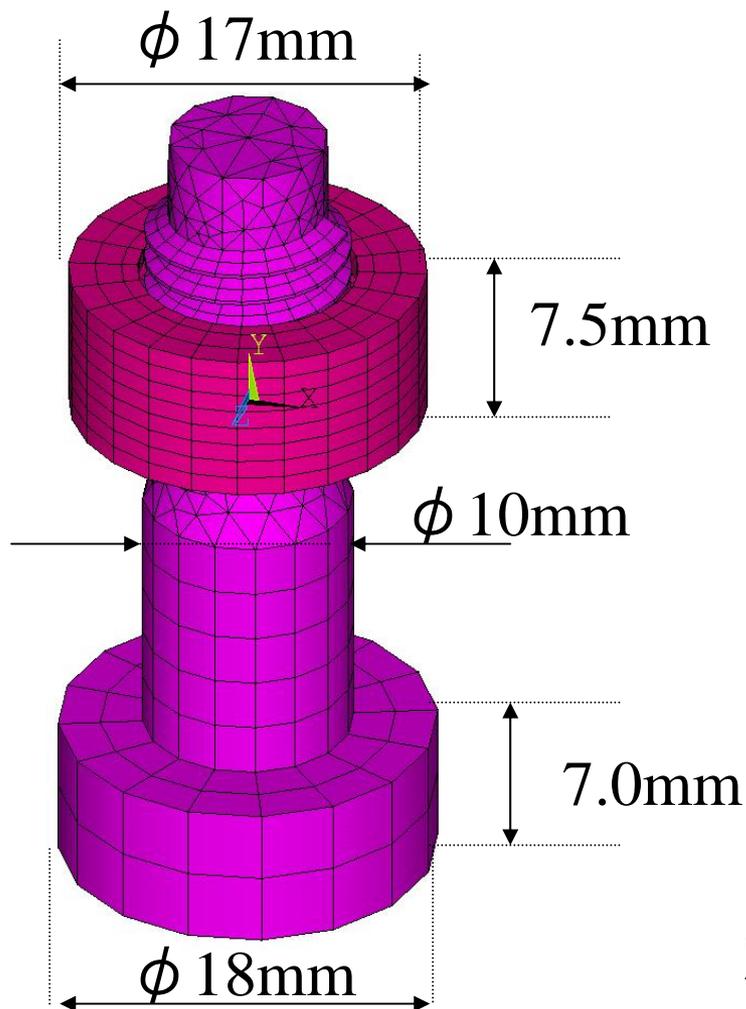
ピッチ 1.5 mm

ANSYS

ナット

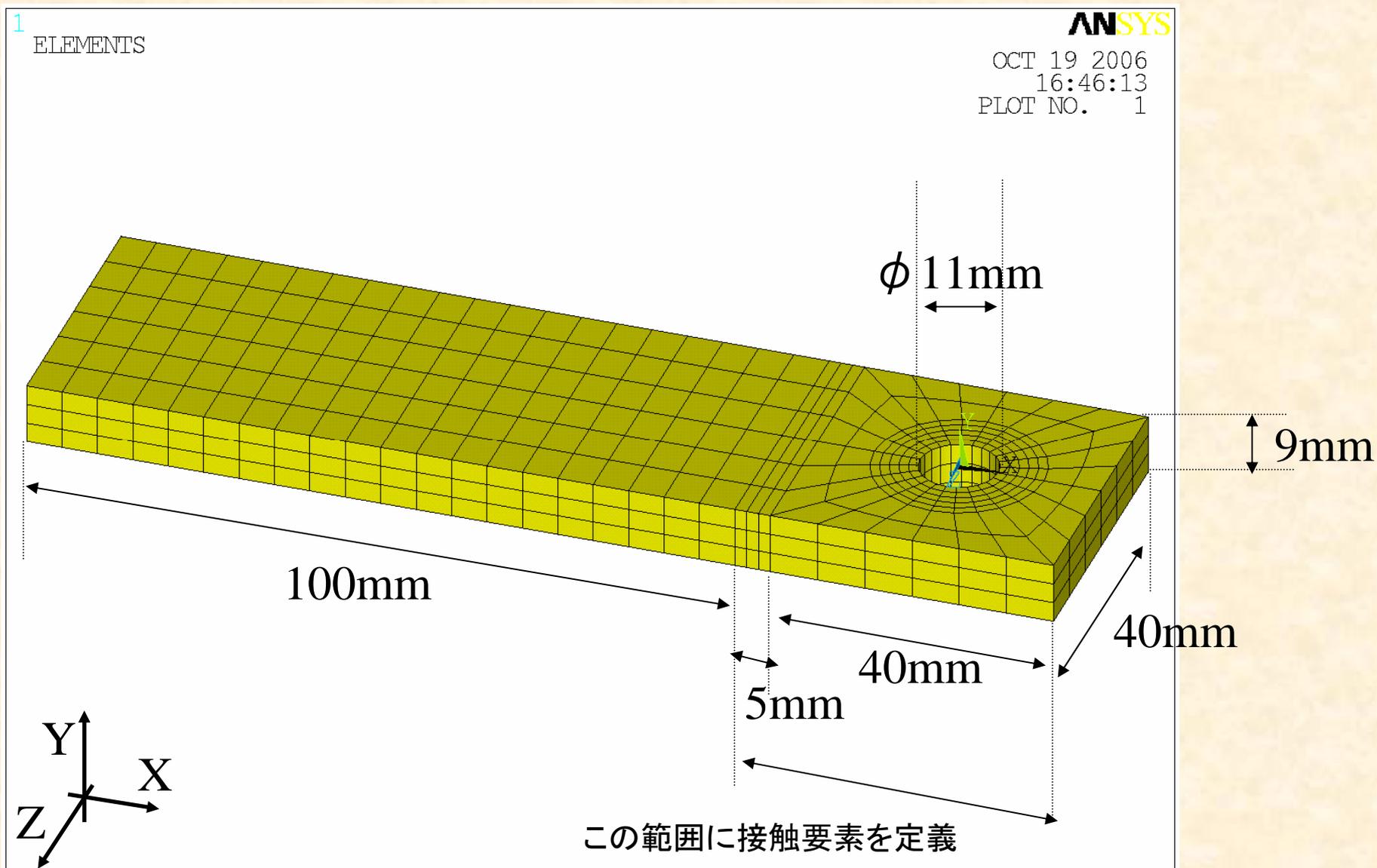


ANSYS



ANSYS

被締結物形状



解析モデル

ヤング率: 205 GPa

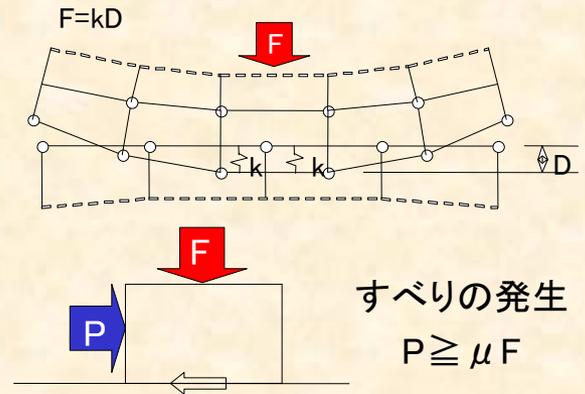
ポアソン比: 0.3

摩擦係数: 0.20 (全接触面で等しいとした)

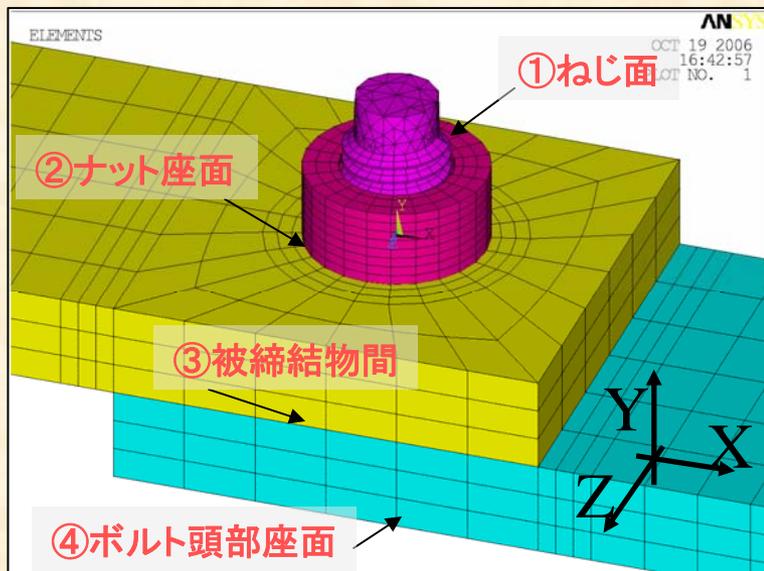
初期締結力: 8000 N (プリテンション要素を利用)

使用解析ソフト: ANSYS 9.0

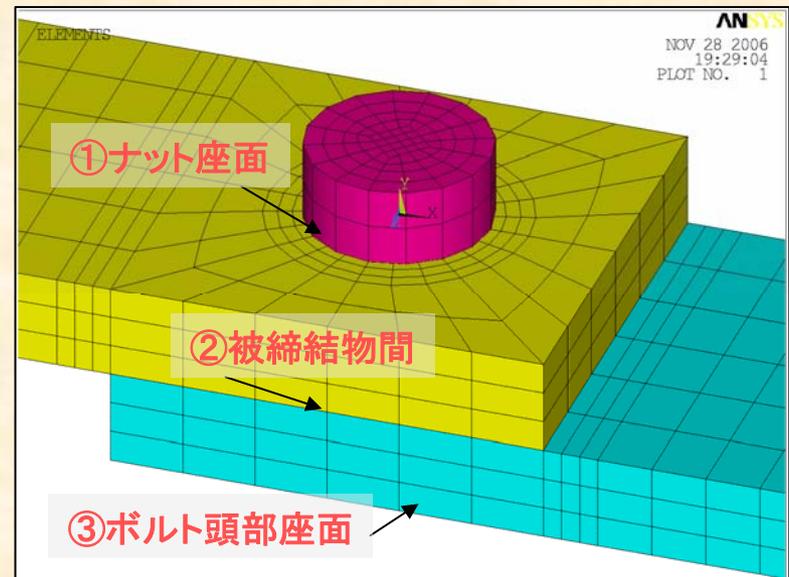
接触アルゴリズムはペナルティー法



接触要素定義箇所



ねじ山モデル



リベットモデル

並進方向加振

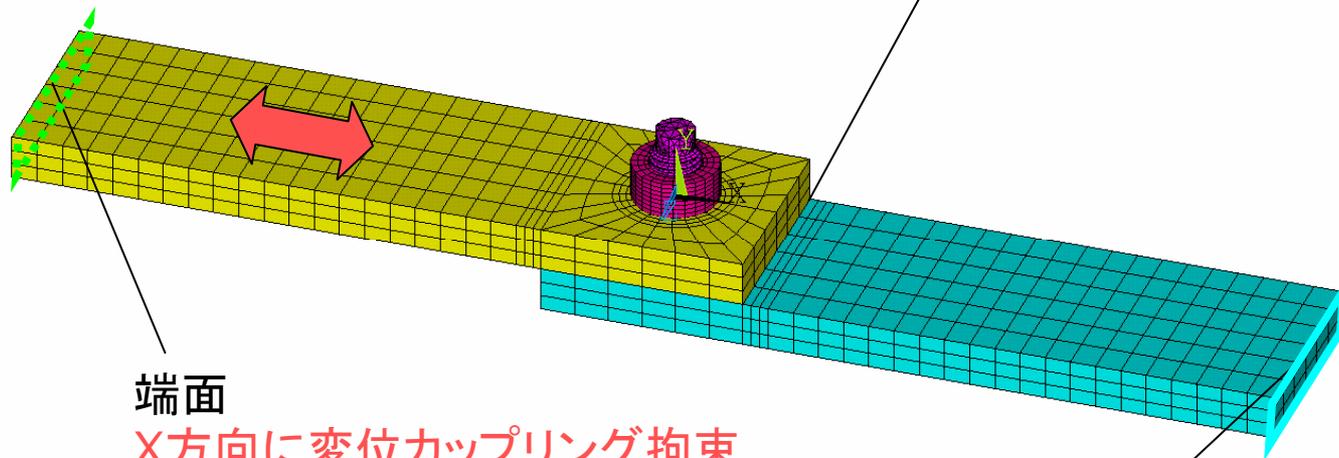
※岐阜大学の実験と比較予定

境界条件

ANSYS

OCT 19 2006
16:40:52
PLOT NO. 1

並進変位(相対変位)の算出位置



端面

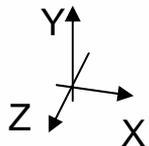
X方向に変位カップリング拘束

代表節点に強制変位を与えて加振
(同じ点で並進荷重を算出)

Y・Z方向に変位拘束

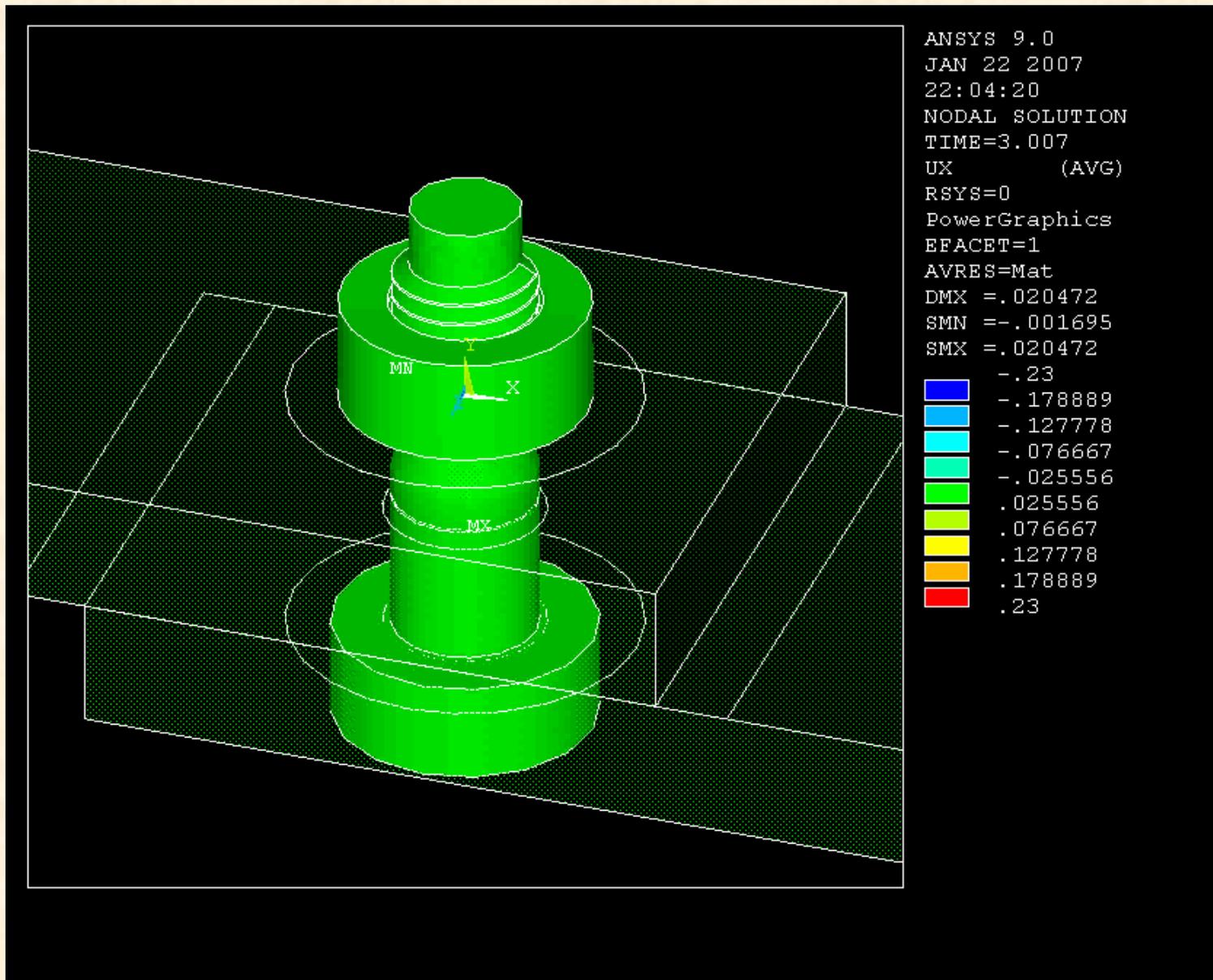
端面

X・Y・Z方向に変位拘束



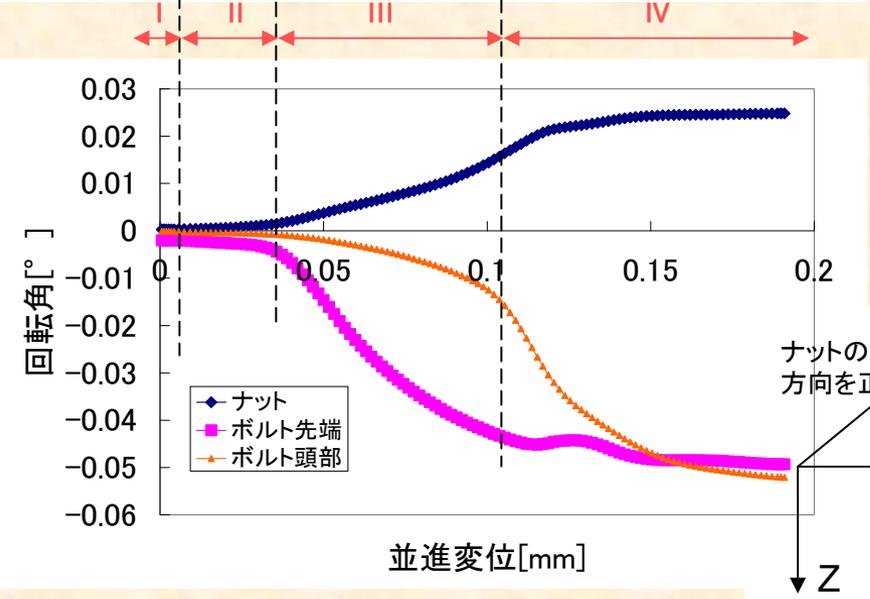
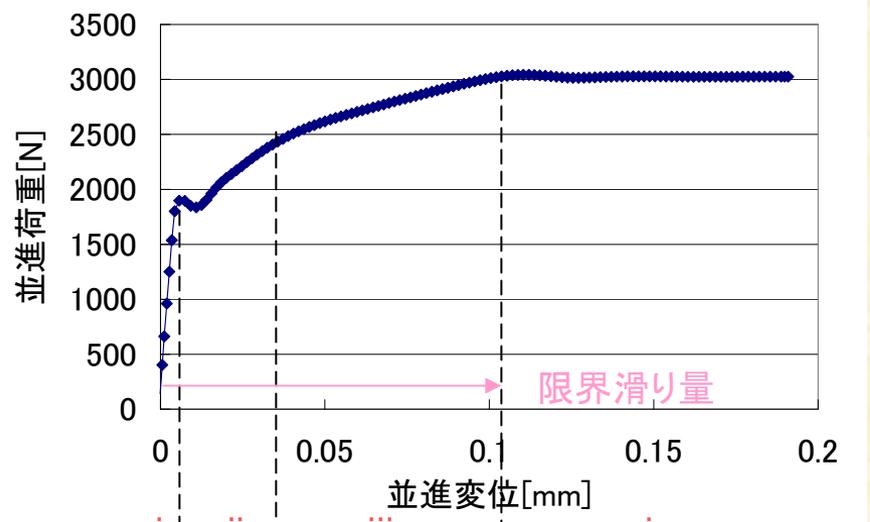
加振アニメーション

X方向変位コンター図



ねじ山モデル解析結果

並進方向の剛性



ボルト・ナットの回転角

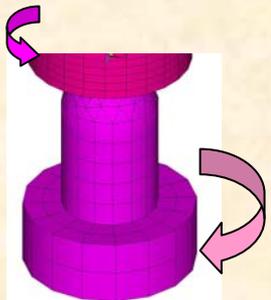
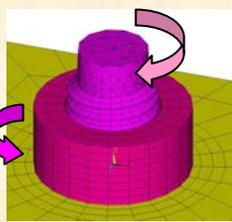
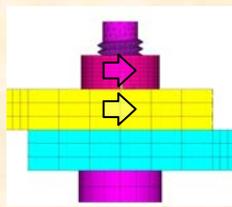
<現象説明>

i. 被締結物弾性変形区間
 2枚板間の摩擦力(軸力×摩擦係数)を超える力が働かない限り滑りは発生しない

ii. ボルト弾性変形区間
 板同士が滑りを開始
 座面・ねじ面は固着したままボルトが曲がる

iii. ねじ面滑り区間
 ねじ面が滑りボルトが弾性ねじれを蓄積
 微小座面滑りによる緩みが発生

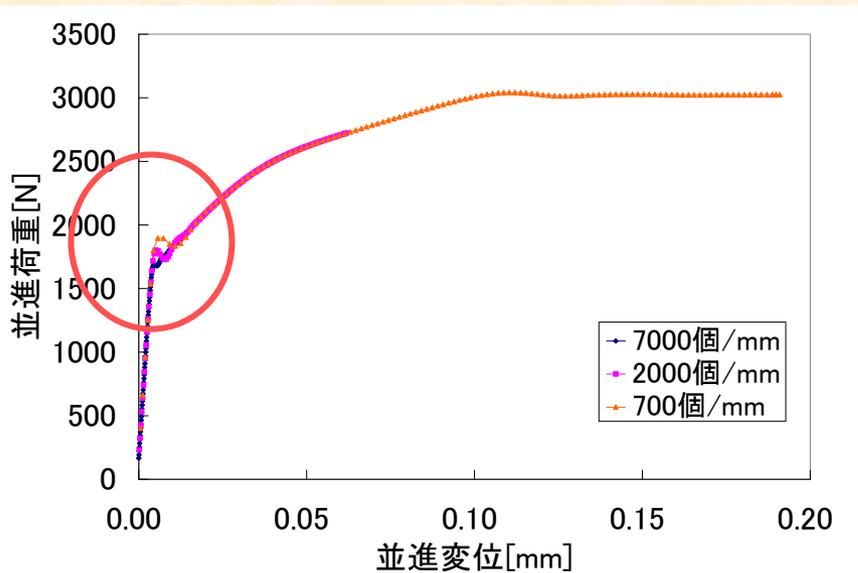
iv. 座面滑り区間
 座面滑りによってボルトのねじれが解放
 ボルト頭部が大きく緩み回転を生じる



補足

サブステップ数の不足によるグラフの精度不足？

サブステップ数によるねじ山モデルの剛性変化



サブステップ数を細かくとるほど
被締結物間の滑り開始時における並進荷重が
理論値(1600N)に近づいた

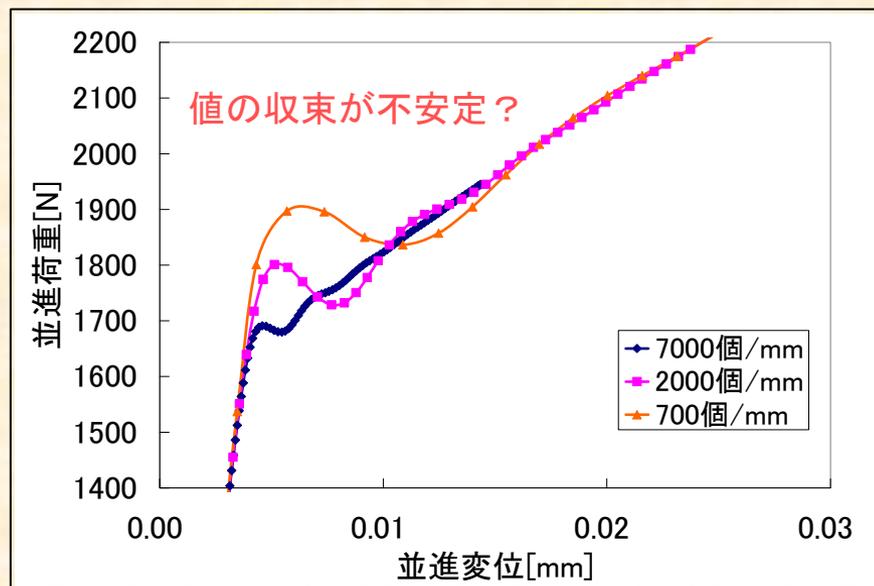


リベットや他モデリングの結果についても同様

接触解析において
サブステップを非常に細かくとらなかった場合
おそらく計算手法上の問題(詳細は未調査)により
滑り開始時(又は荷重ステップの開始時)において
並進荷重が実際より大きく出ている可能性がある

(ただし、ナットの緩み角や軸力に関しては
サブステップの細かさによる変化は見られなかった)

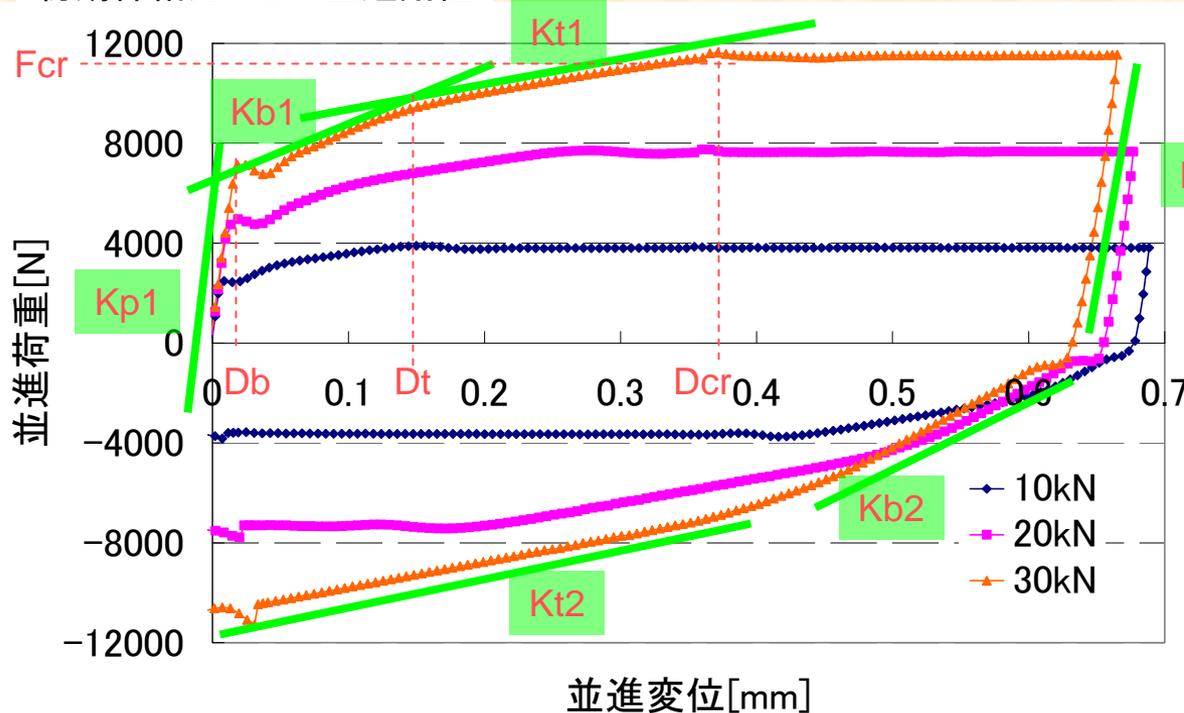
左グラフを局所的に拡大



初期締結力による挙動変化

※摩擦係数は0.2

初期締結力ごとの並進剛性



Kp1:被締結物弾性変形区間傾き
 Kp2:(折り返し後)
 Kb1:ボルト弾性変形区間傾き
 Kb2:(折り返し後)
 Kt1:ねじ面滑り区間傾き
 Kt2:(折り返し後)

Db:ボルト弾性変形区間開始位置
 Dt:ねじ面滑り区間開始位置
 Dcr:座面滑り開始位置
 (限界滑り量:計算式によって求めることが可能)

Fcr:座面滑りが発生する荷重

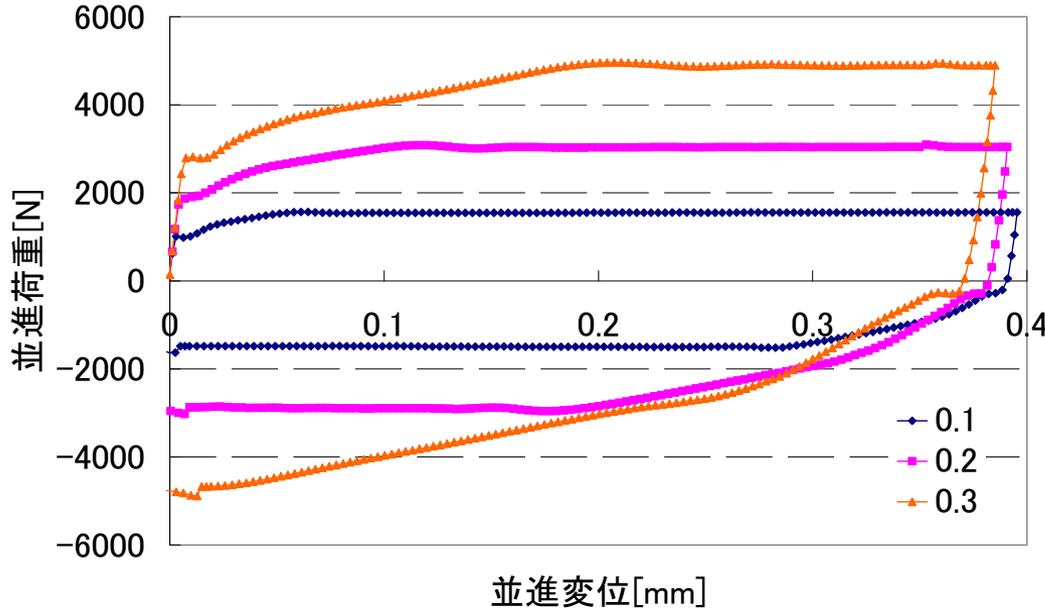
Excelの線形近似によって算出した各値

30kN	382514	320210	53083	50881	8038	10103	0.012	0.12	0.30	11312
50kN	380304	320513	50800	50341	8112	0100	0.01	0.11	0.52	1000
10kN	410025	301018	53204	50018	1888	0321	0.002	0.02	0.13	3800
初期締結力	K_{b1} [N/mm] 変化なし	K_{b2}	K_{t1} 変化なし	K_{t2}	K_{f1} 増加	K_{f2}	D_p [mm] 比例	D_f 比例	D_{cr} 比例	F_{cr} [N] 比例

摩擦係数による挙動変化

※初期締結力は8000N

摩擦係数ごとの並進剛性



Kp1:被締結物弾性変形区間傾き
 Kp2:(折り返し後)
 Kb1:ボルト弾性変形区間傾き
 Kb2:(折り返し後)
 Kt1:ねじ面滑り区間傾き
 Kt2:(折り返し後)

Db:ボルト弾性変形区間開始位置
 Dt:ねじ面滑り区間開始位置
 Dcr:座面滑り開始位置

Fcr:座面滑りが発生する荷重

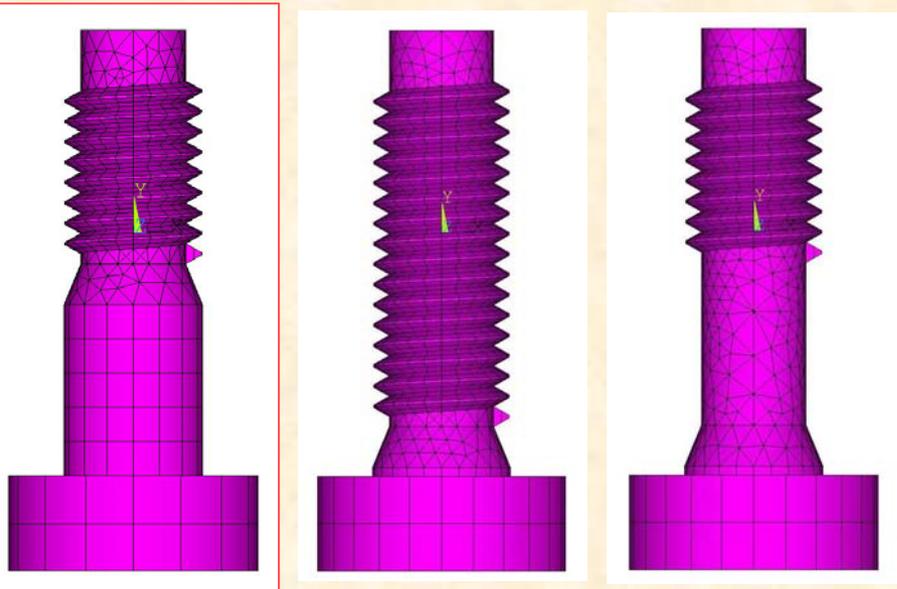
摩擦係数0.3の場合は
 緩みや軸力挙動が他と異なるため
 評価から除外

Excelの線形近似によって算出した各値

摩擦係数	Kp1[N/mm]	Kp2	Kb1	Kb2	Kt1	Kt2	Db[mm]	Dt	Dcr	Fcr[N]
0.1	286995	341939	20776	24129	7986	9504	0.002	0.025	0.05	1534
0.2	385155	372998	21668	29506	7885	9251	0.004	0.04	0.1	3020
0.25	419934	377236	19135	28803	7871	9219	0.005	0.05	0.13	3800
0.3	433697	364910	18640	27436	9540	9461	0.006	0.05	0.18	4905
	増加?		変化なし		変化なし		比例	比例?	比例	比例

ねじ長さの影響

軸部のねじ長さによる比較

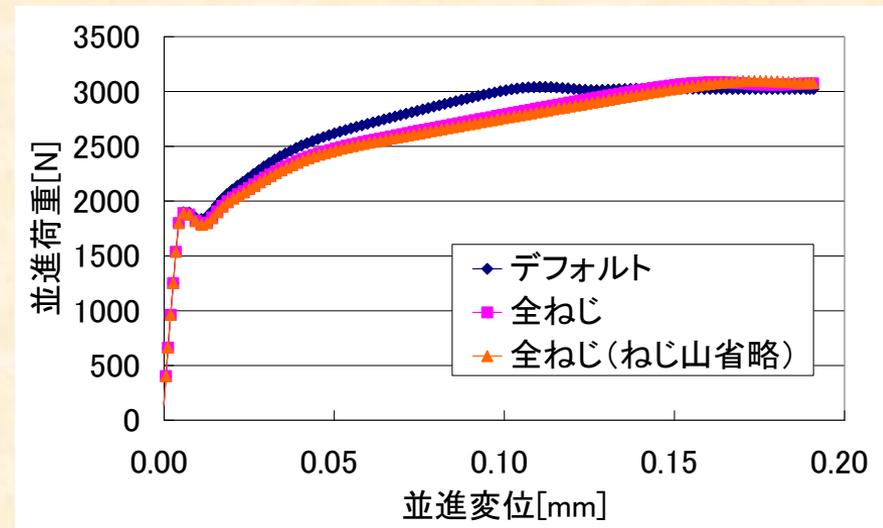


デフォルト

全ねじ

全ねじ(ねじ山省略)

ねじ長さ(軸形状)による剛性比較



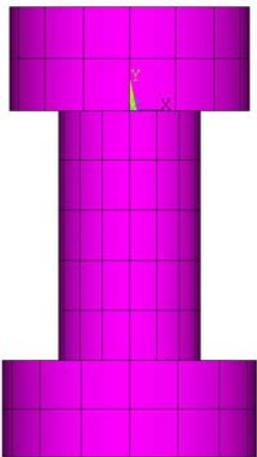
- ・ねじ部が長くなると剛性は低下
(軸が細くなるため)
- ・軸周りの螺旋形状は影響を与えない
(接触ねじ面以外はモデリングの必要なし)

実験や他モデルと合わせ込む場合は
注意が必要

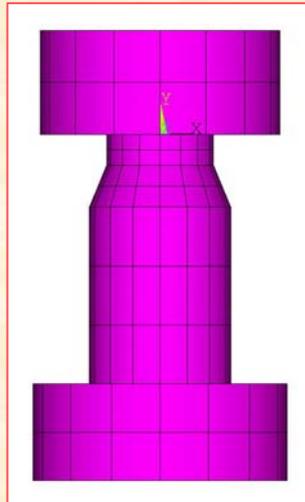
同じM10ボルトでも多少剛性が異なる

リベットモデル解析結果

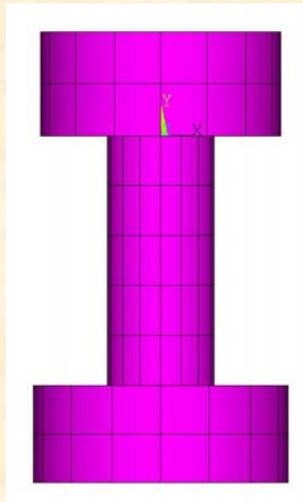
軸直径(形状)による比較



軸直径10mm



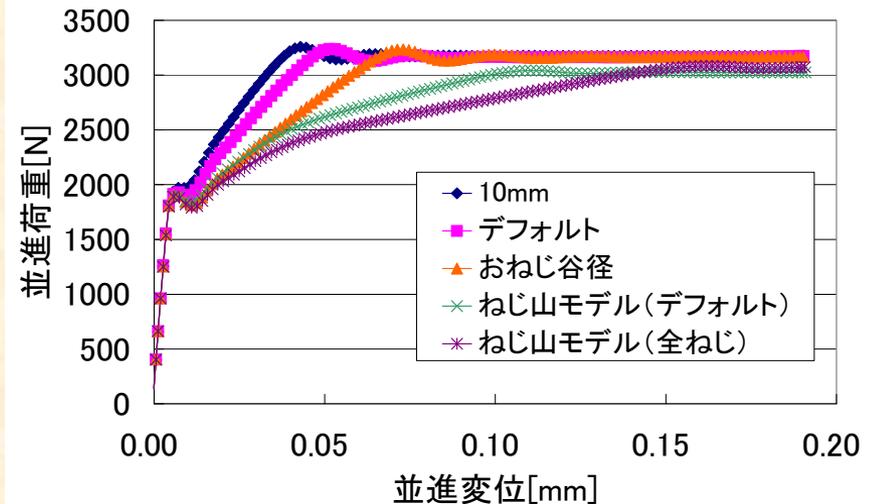
デフォルト



軸直径は
おねじの谷径

M10のボルトを使う場合は
軸直径を10mmとするよりは
おねじの谷径を直径とするべき

リベットとねじ山モデルの剛性



・ねじ面滑り区間(微小座面滑りの開始位置)は再現できない

⇒ボルト弾性変形区間内の解析では問題なし

・軸形状が同じねじ山モデルとの比較ではリベットモデルはボルトの剛性がやや高い

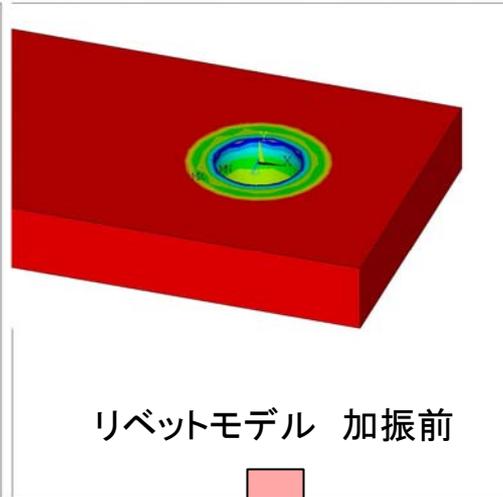
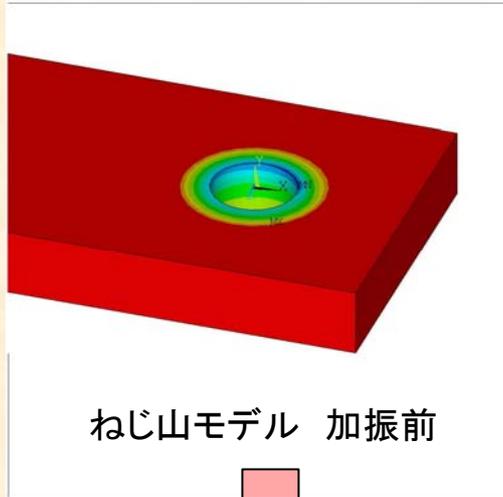
⇒任意の軸直径をとればさらに合わせ込める

・座面滑りは発生

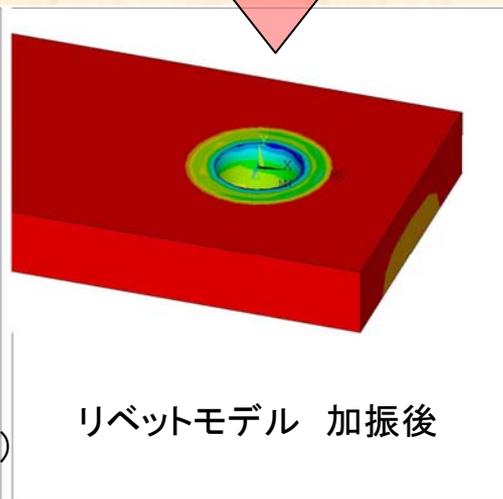
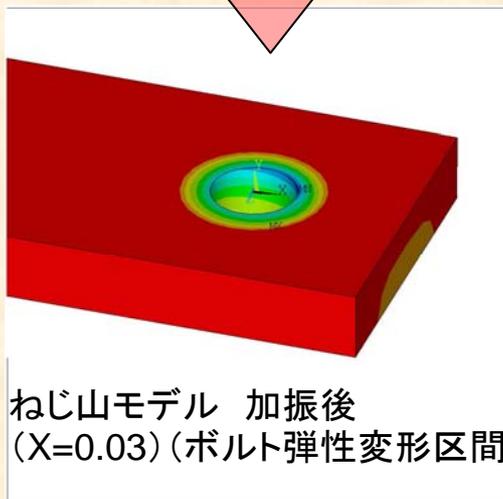
座面滑りが生じる荷重はほぼ理論値
(ねじ山は緩みによる軸力低下の影響あり)

応力分布の比較

Y方向(軸方向)応力



```
ANSYS 9.0
JAN 15 2007
22:29:24
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=2
SUB =7
TIME=2
SY (AVG)
RSYS=0
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DIX =.002825
SMI =-131.288
SMX =10.155
14
```



```
ANSYS 9.0
JAN 15 2007
22:29:33
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=3
SUB =31
TIME=3
SY (AVG)
RSYS=0
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DIX =.030414
SMI =-139.207
SMX =12.419
15
```

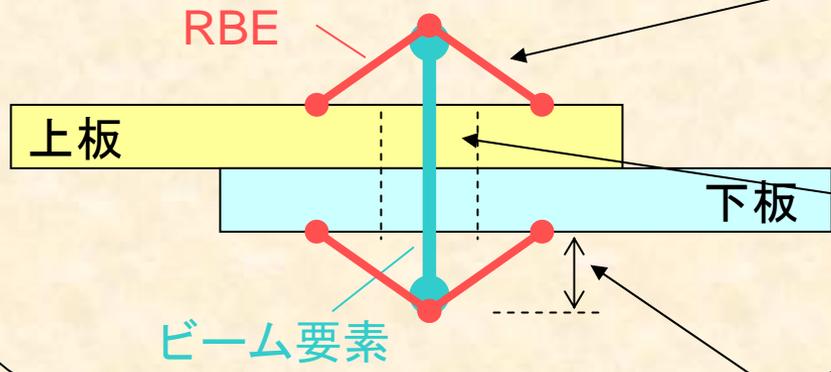
応力分布はほぼ同じ
↓
リベットモデルでも
応力評価には問題なし

締結力により
座面の内側ほど応力が高い

RBEボルトモデル解析

<RBE (剛体要素)ボルトモデルの概要>

軸をビーム要素で簡略化
その両端をRBEで座面上の節点と結ぶ



剛性合わせ込みのパラメータ設定

①どの程度の数RBEを結べばよいか？

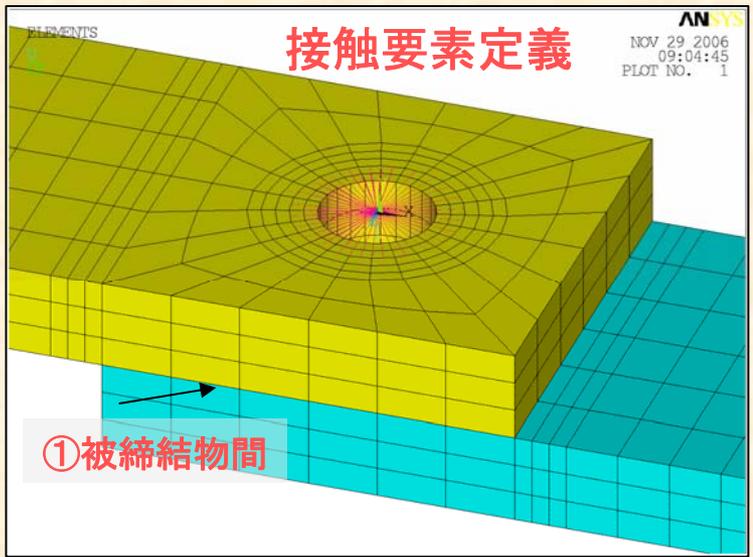
使用要素: MPC184
両節点の6自由度拘束(並進、回転)
デフォルト値: 288本

②ボルト軸直径をどうすればよいか？

使用要素: BEAM189
軸断面形状を正円に指定(円柱)
軸直径を入力可能
デフォルト値: 10mm

③ボルト軸の長さをどうすればよいか？

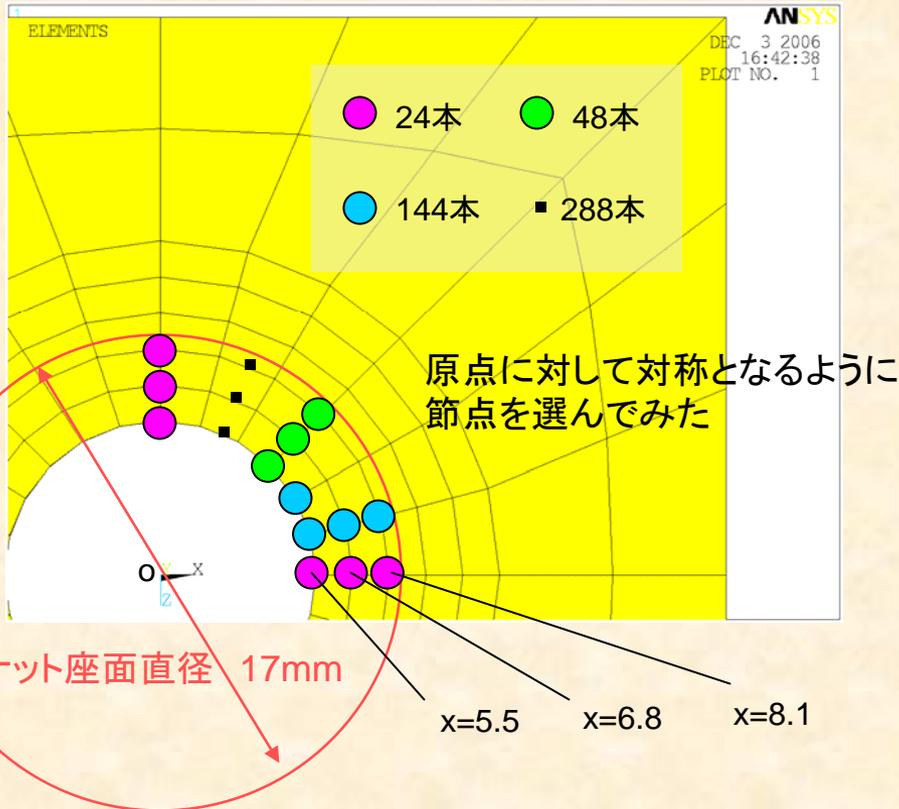
デフォルト値: +0mm



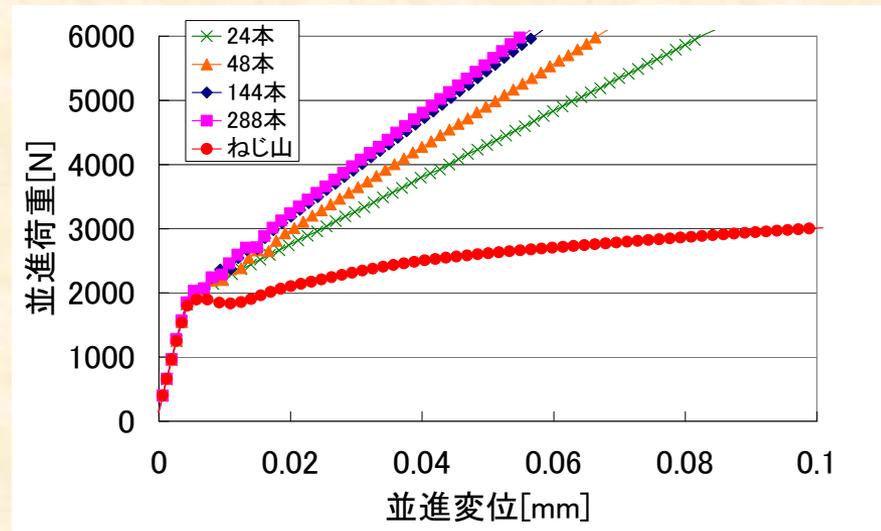
※本来は接触要素を用いないが
パラメータの寄与のみを調べるために
被締結物間に接触要素を用いている

RBEボルトモデル解析結果①

軸端と接続する節点の選び方(被締結物上面図)



①剛体要素数と剛性の関係(軸直径10mm,軸長+0mm)



・剛体要素数が増えれば剛性は高くなるが
その値は収束してくる
(剛体要素数144本と288本ではほとんど
剛性が変わらない)



今回厳密には座面の境界に節点は置いていない

節点の選び方はメッシュの切り方に依存してしまう
汎用ソフトは座面に合わせてメッシュを切っているのか？

接続方法によっては被締結物の応力分布が変わってくる

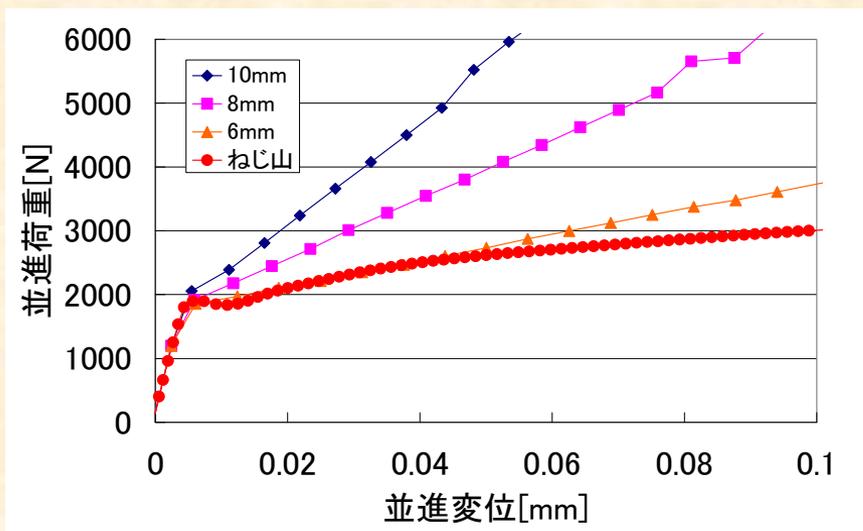


要素数によって計算コストも変化

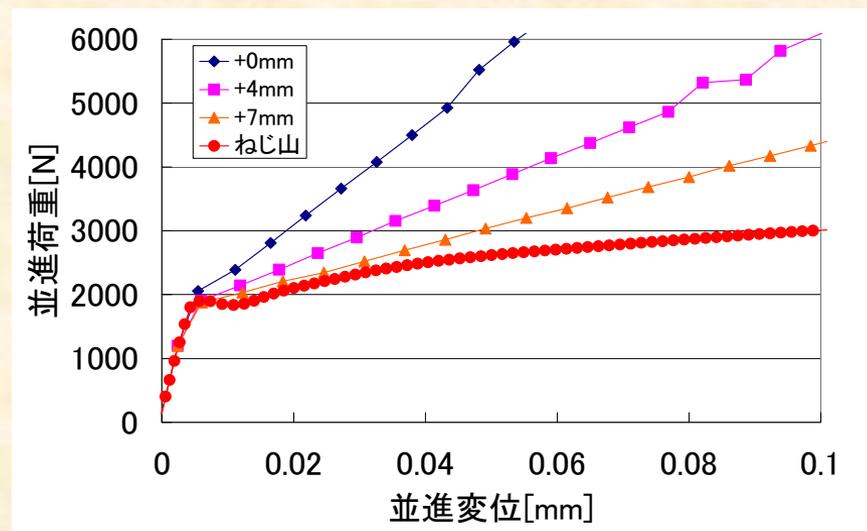
剛性合わせ込みのパラメータとするよりは
最適化を行う必要がある

RBEボルトモデルの解析結果②・③

②軸直径と剛性の関係(剛体要素数288,軸長+0mm)



③軸長と剛性の関係(剛体要素数288,軸直径10mm)



・軸直径が小さくなれば剛性が低下する

・軸直径を任意に選ぶことで
剛性の合わせ込みが可能

・軸長が大きくなると剛性は低下する

・+7mmはボルト頭部高さに相当

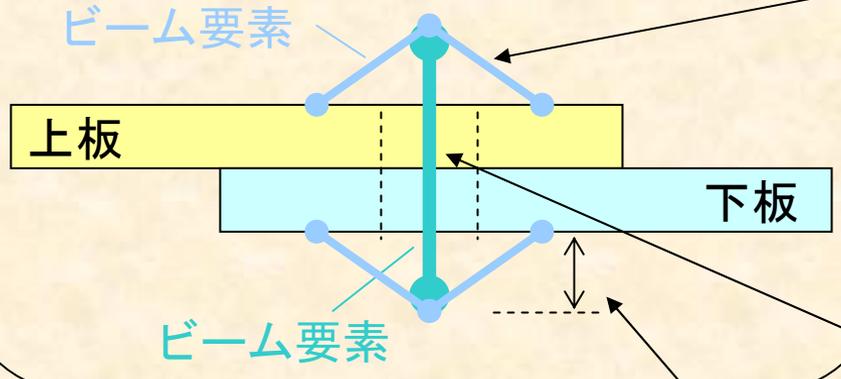
パラメータとして合わせ込みやすい

パラメータとして合わせ込み可能

スパイダーボルトモデルの解析

<スパイダーボルトモデルの概要>

軸をビーム要素で簡略化
その両端もビーム要素で
座面上の節点と結ぶ



剛性合わせ込みのパラメータ設定

①どの程度の数ビーム要素を結べばよいか？

デフォルト値: 288本

②ビーム要素の直径をどうすればよいか？

使用要素: BEAM188

軸形状は円柱に設定
直径を入力可能

デフォルト値: 2mm

③ボルト軸直径をどうすればよいか？

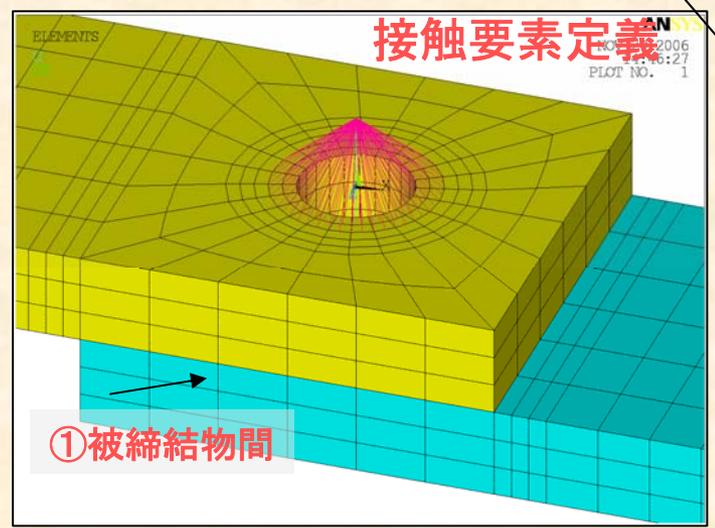
使用要素: BEAM189

軸断面形状を正円に指定(円柱)
軸直径を入力可能

デフォルト値: 10mm

④ボルト軸の長さをどうすればよいか？

デフォルト値: +7.5mm(ナット高さ)

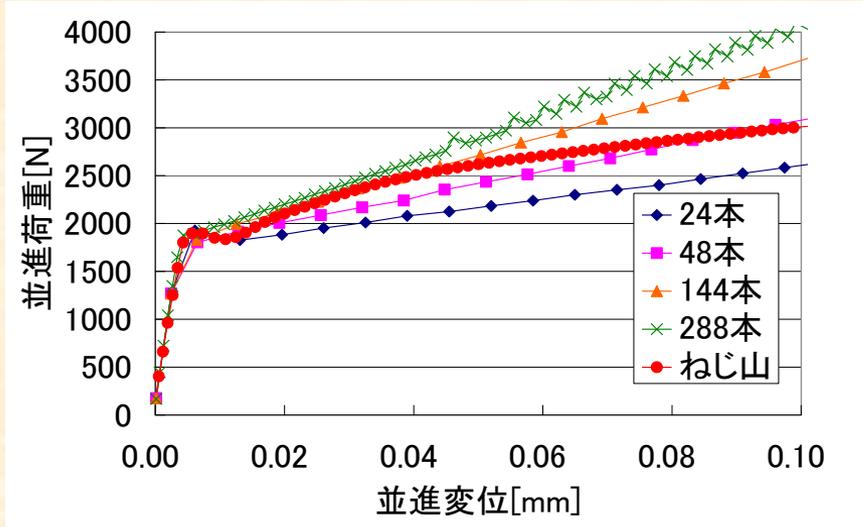


※本来は接触要素を用いないが
パラメータの寄与のみを調べるために
被締結物間に接触要素を用いている

スパイダーボルトモデル解析結果①・②

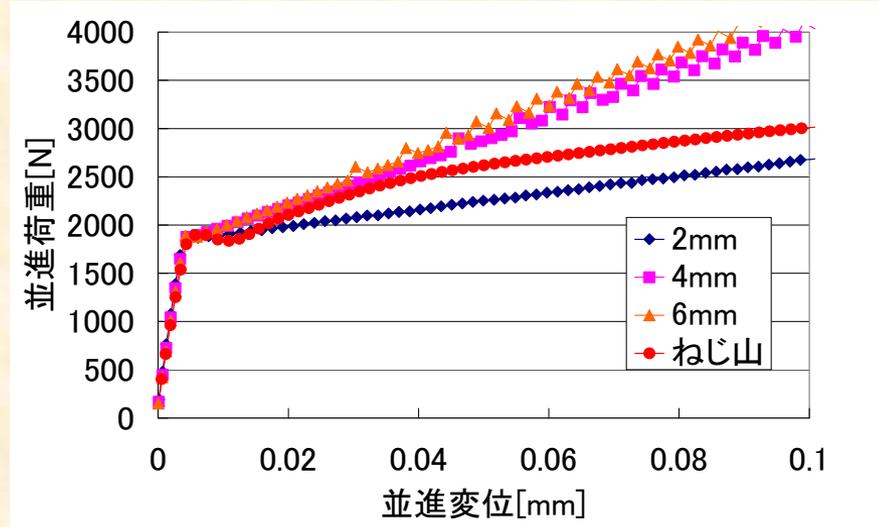
①ビーム要素数と剛性の関係

(ビーム要素直径4mm,軸直径10mm,軸長+7.5mm)



②ビーム要素直径と剛性の関係

(ビーム要素数288,軸直径10mm,軸長+7.5mm)



・座面節点の選び方はRBEモデルと同じとした

・ビーム要素の本数を増やせば剛性は高くなるがRBEモデルと異なり値が収束してくるとは限らない(ビーム要素単体の剛性に依存)

剛性合わせ込みのパラメータとなり得るが応力分布や計算コストなどを考慮するとRBEボルトと同様に最適化が必要

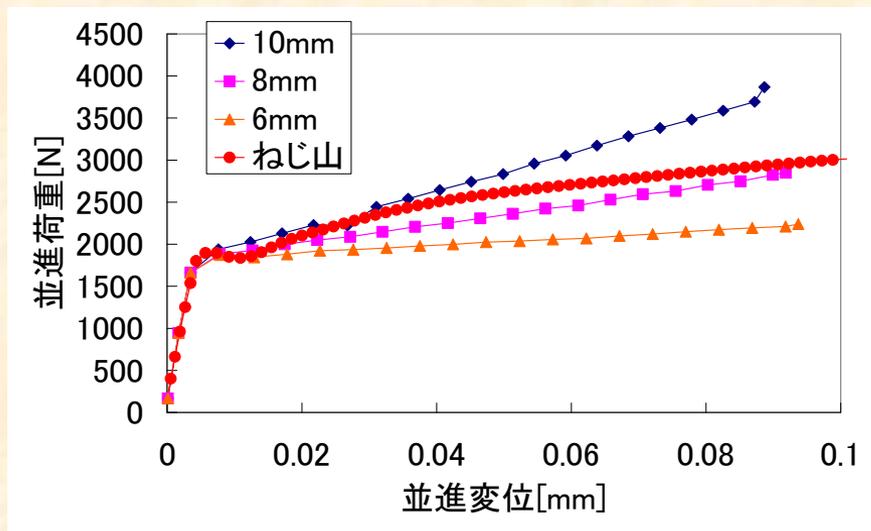
・ビーム要素の直径が増加すれば全体としての剛性も高くなるが収束してくる(ビーム要素単体の剛性が大きくなると剛体要素を用いたRBEモデルに近づいてくる)

もともとビーム要素の直径は決まった値という基準がないので収束するまでの範囲で合わせ込めるならパラメータとしては最も適していると思われる

スパイダーボルトモデル解析結果③・④

③軸直径と剛性の関係

(ビーム要素数288, ビーム要素直径4mm, 軸長+7.5mm)

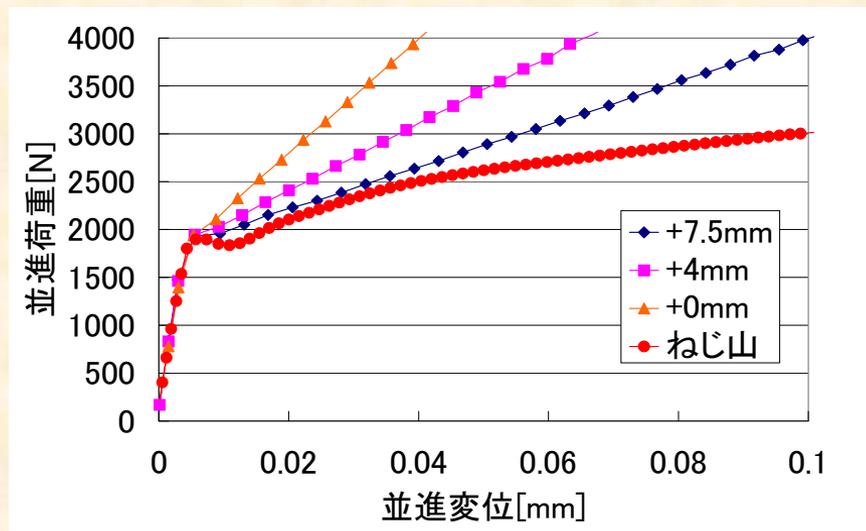


・RBEモデルと同様
軸直径を大きくすれば剛性は高くなる

パラメータとして合わせ込みが可能だが
ボルト軸径は決まった値があるので
ビーム要素直径の方がパラメータとしては分かりやすい

④軸長と剛性の関係

(ビーム要素数288, ビーム要素直径4mm, 軸直径10mm)



・RBEモデルと同様
軸を短くすれば剛性は高くなる

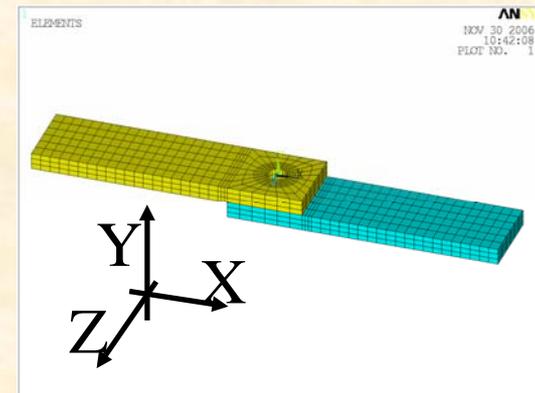
パラメータとして合わせ込みが可能だが
ナット高さなどの決まった寸法を基準とできるので
ビーム要素直径の方がパラメータとしては分かりやすい

接触要素を用いない場合の被締結物間の取り扱い

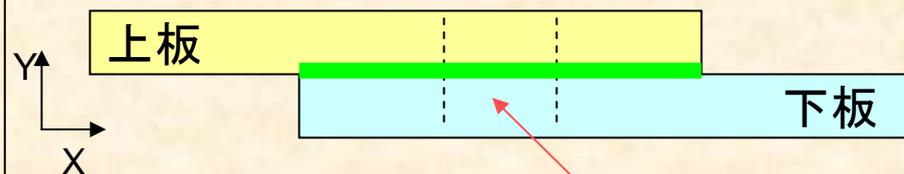
RBE・スパイダーボルトモデルは本来接触要素を用いていない

⇒被締結物間の取り扱いをどのようにしているのか？

(汎用ソフトに関する情報不足で詳細不明)



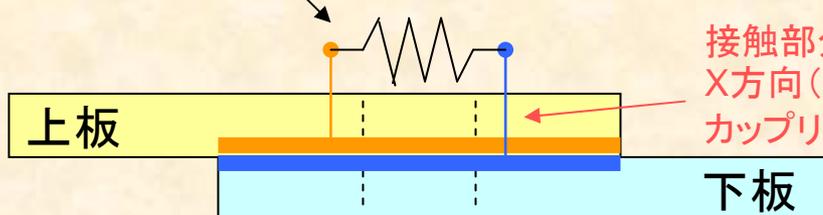
条件の変更① 被締結物間が離れないものと仮定



両板の接触位置にある節点変位をY方向(軸方向)にカップリング拘束(全節点と同じY方向変位をとる)

条件の変更② 被締結物間の摩擦力に相当する抵抗を作成

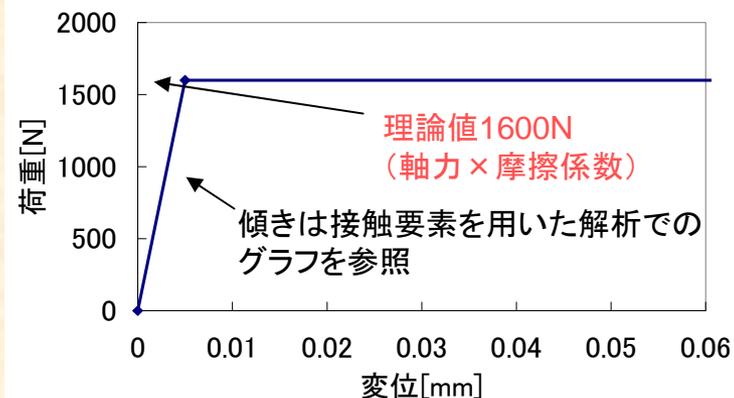
非線形ばね要素: COMBIN39 (自分で剛性を定義)



接触部分の節点とX方向(並進方向)にカップリング拘束

※ばね要素は定義していないが被締結物間の接触部節点はZ方向にもカップリング拘束してある

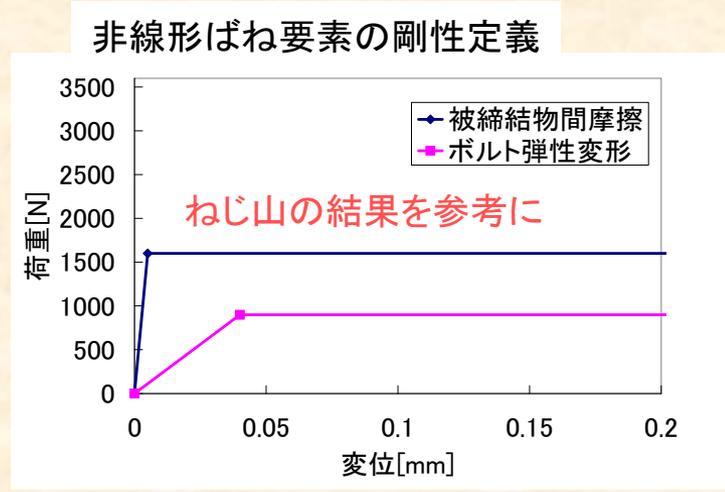
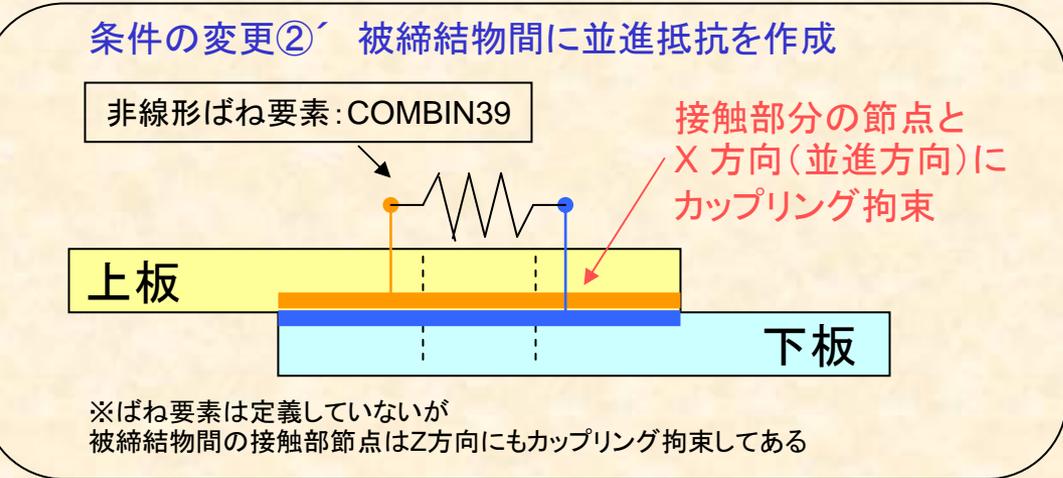
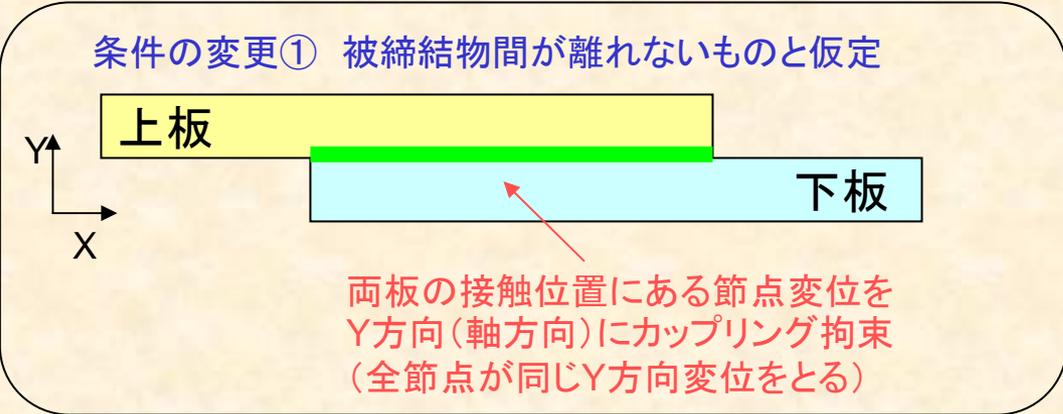
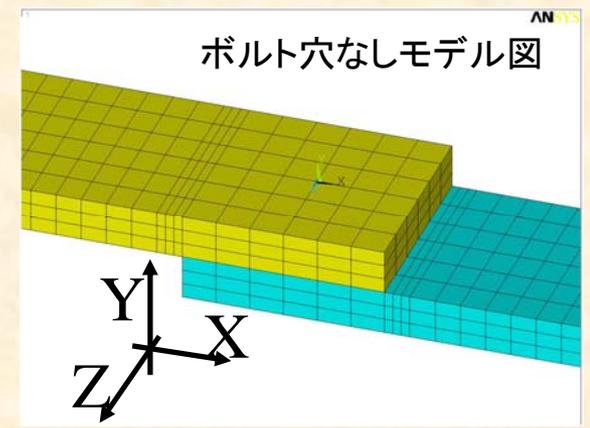
非線形ばね要素の剛性定義



ボルト穴なしモデルの提案

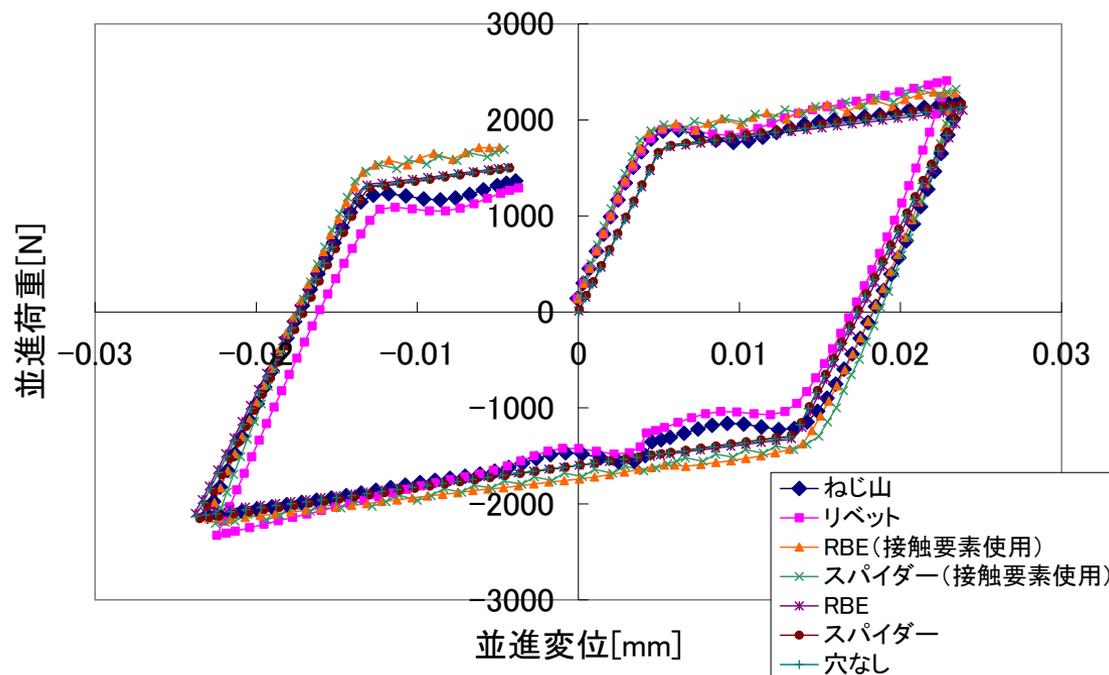
ボルト穴付近の応力分布を問題としないマクロな解析ならば並進剛性さえ合えば軸も穴も必要ないのでは？

- ・ボルト穴すら一切モデリングしない ⇒ メッシュの簡略化
- ・締結力は一切加えていない

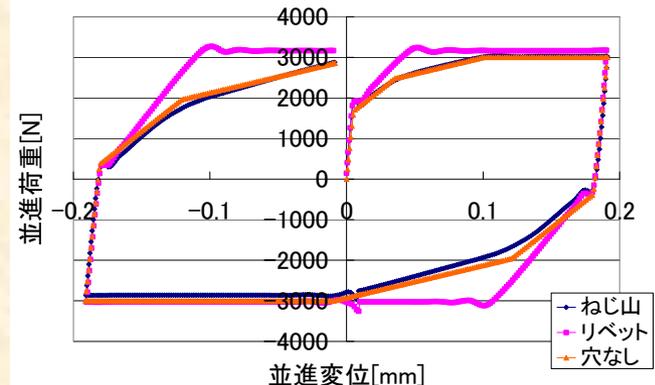


並進剛性解析結果まとめ

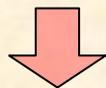
ボルト弾性変形区間までの剛性比較



座面滑り区間までの剛性比較



全てのモデリングにおいてねじ山モデルへの合わせ込みは可能
 ただしリベットモデル以外ねじ山モデル解析を行わずに剛性を決め込むのは難しい



例えば多数のボルト締結モデルを解析するために
 計算コストの低いモデリング手法を利用する場合も
 単純化した対象にねじ山モデルを適用し剛性を合わせ込む必要がある

並進剛性解析結果まとめ

計算負荷の比較表(ボルト弾性変形区間)

	節点数	要素数	接触定義数	計算時間
ねじ山	24015	7764	4	8173s (100%)
リベット	13639	3329	3	3722s (46%)
RBE(接触要素)	10513	2501	1	6347s (78%)
RBE	10515	2130	0	2943s (36%)
スパイダー(接触要素)	10225	2501	1	4378s (54%)
スパイダー	10227	2130	0	1406s (18%)
ボルト穴なし	6006	1046	0	686s (9%)

リベットモデル

- ・やや剛性が高く評価されるがボルト寸法に合わせるだけでよい
- ・計算負荷はねじ山モデルの半分以下(メッシュに依存)(対称モデルの利用可能性)
- ⇒ボルト弾性変形区間内ならば推奨
(ねじ面滑りの開始位置をどのように評価するか? 理論的に計算で算出できるのか?)
(被締結物の応力分布も評価可能)

スパイダーボルトモデル

- ・計算コストと剛性は座面メッシュ形状とその接続方法によって変化 ⇒ 最適化が必要
- ・剛性の合わせ込みの自由度は高い(ビーム要素の直径・軸長・軸直径)
- ・RBEボルトモデルよりも計算コストが低い
- ・接触要素を用いた場合は計算コストが大きくリベットモデルと比較してメリットが少ない
⇒接触要素を用いない場合は被締結物間をどのように扱うか?

ボルト穴なしモデル

- ・非線形ばねの利用により計算コストはかなり低減できる
⇒多方向の並進荷重に対応できるか? 並進以外の他の荷重モードにおける弊害は?

軸方向 4 点曲げ

1

ELEMENTS

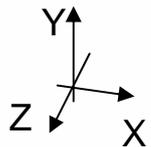
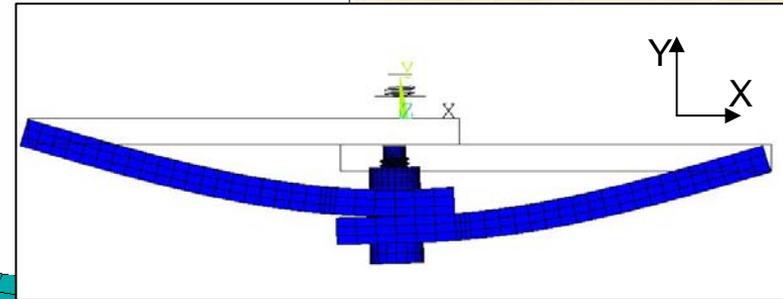
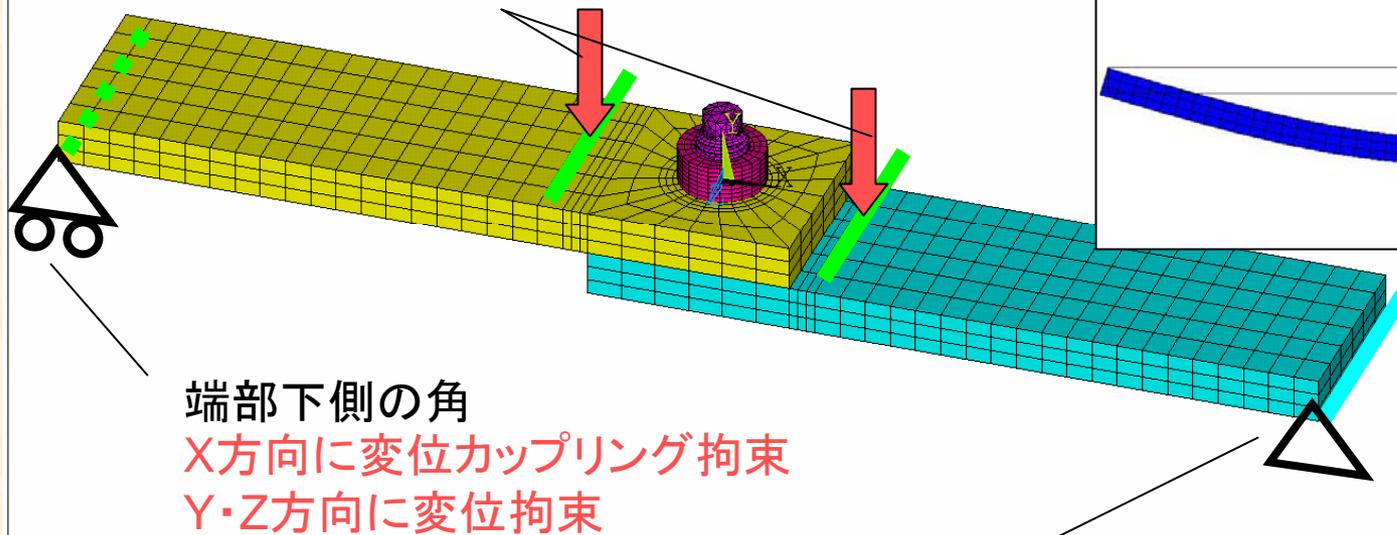
$X = -25, +25$ の位置

板上面の節点をそれぞれ Y 方向に変位カップリング拘束
 両代表節点に等しく Y 方向下向きに荷重 (2000N) を与え
 その後除荷する (変位出力も同じ点)

ANSYS

OCT 19 2006
 16:40:52
 PLOT NO. 1

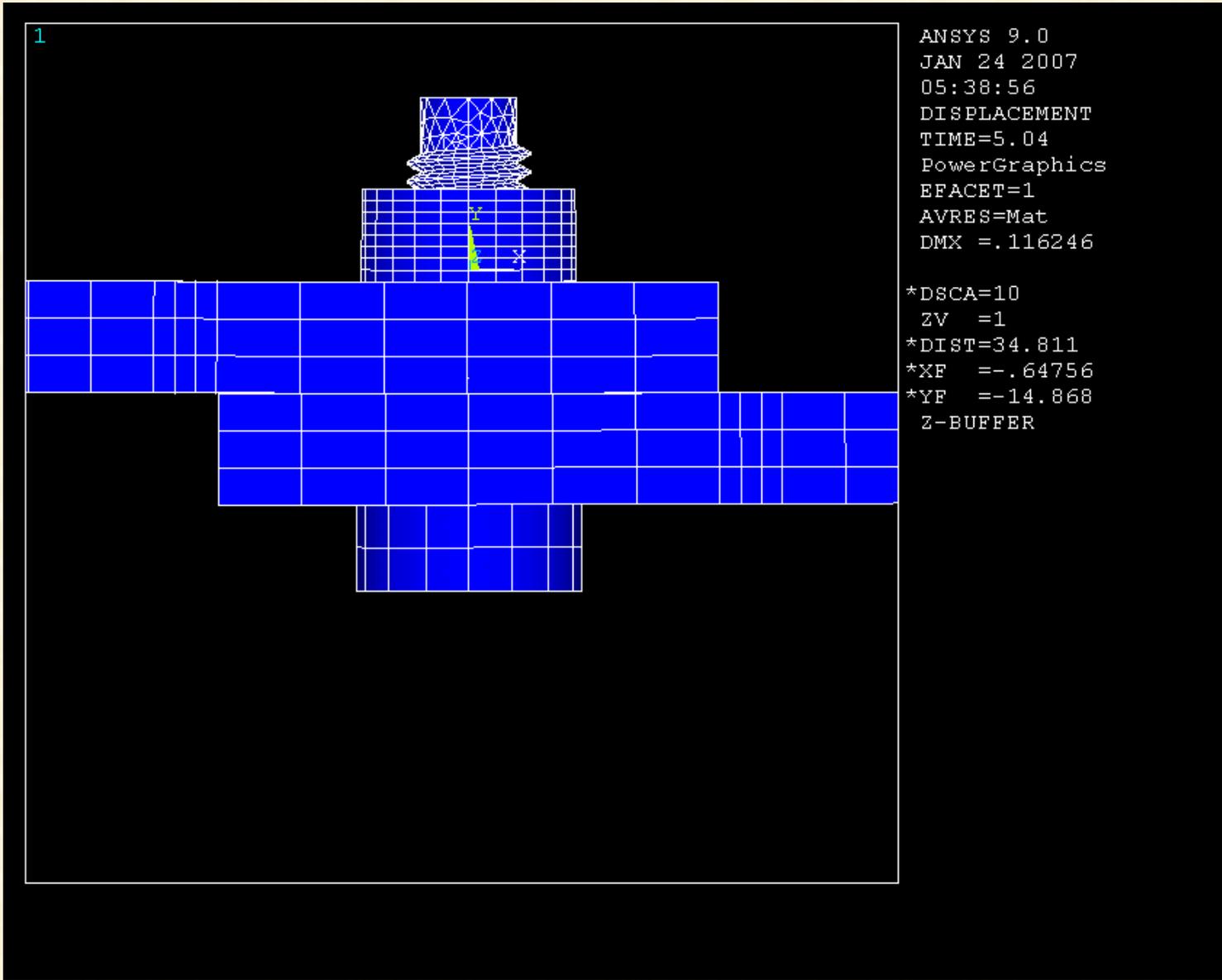
変形図 (変位を10倍に拡大)



端部下側の角
 $X \cdot Y \cdot Z$ 方向に変位拘束

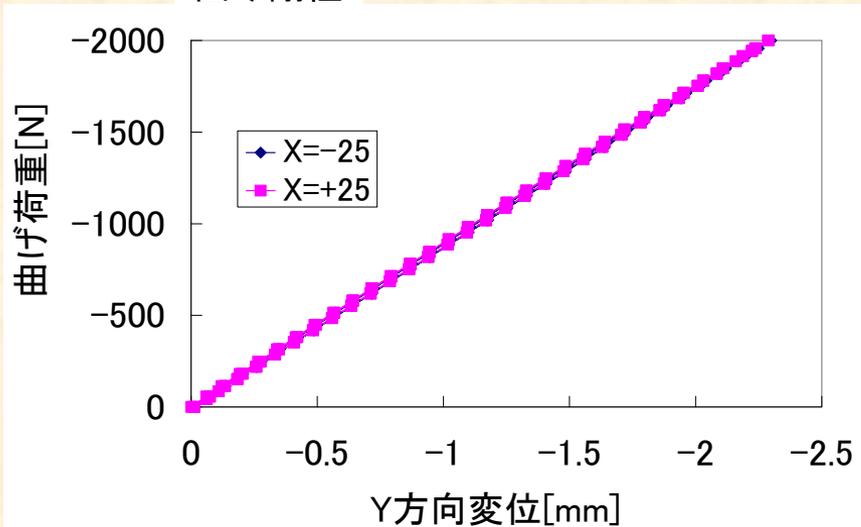
加振アニメーション

変形図(変位を10倍に拡大)

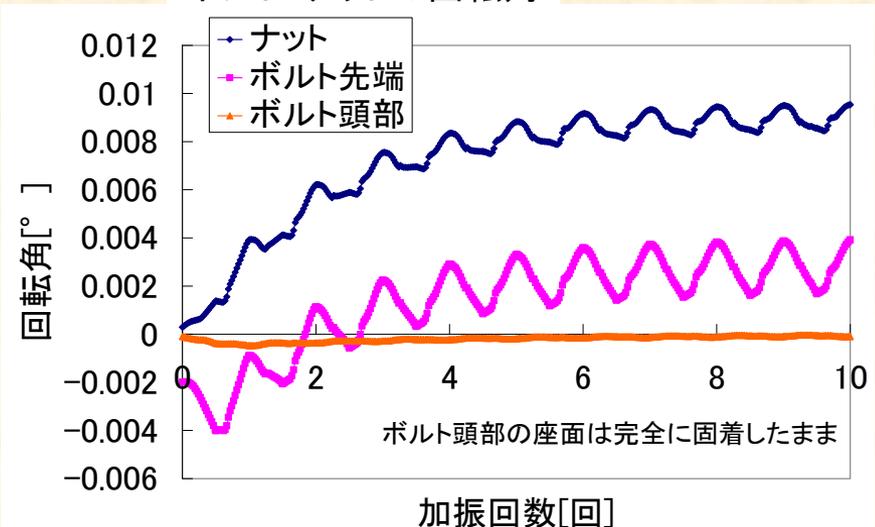


ねじ山モデル解析結果

曲げ剛性



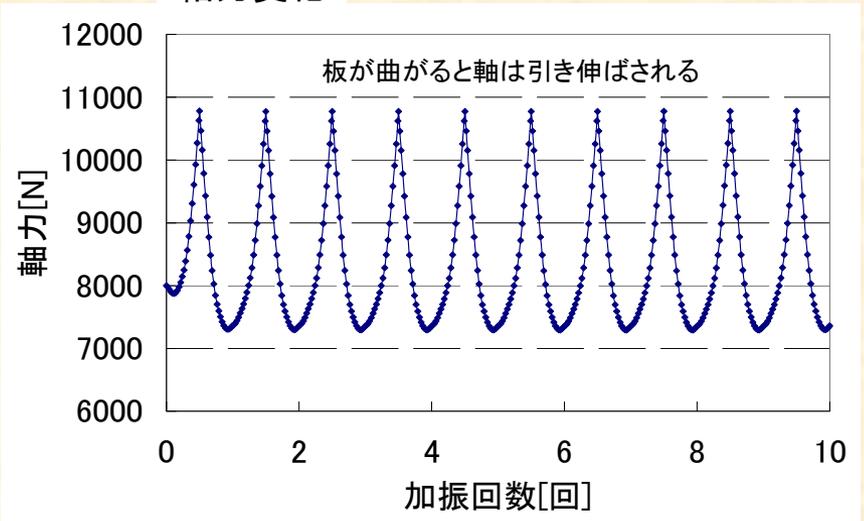
ボルト・ナットの回転角



- ・曲げ剛性は初期締結力 (10kN, 20kN, 30kN) や摩擦係数 (0.1, 0.2, 0.3) に依存しなかった

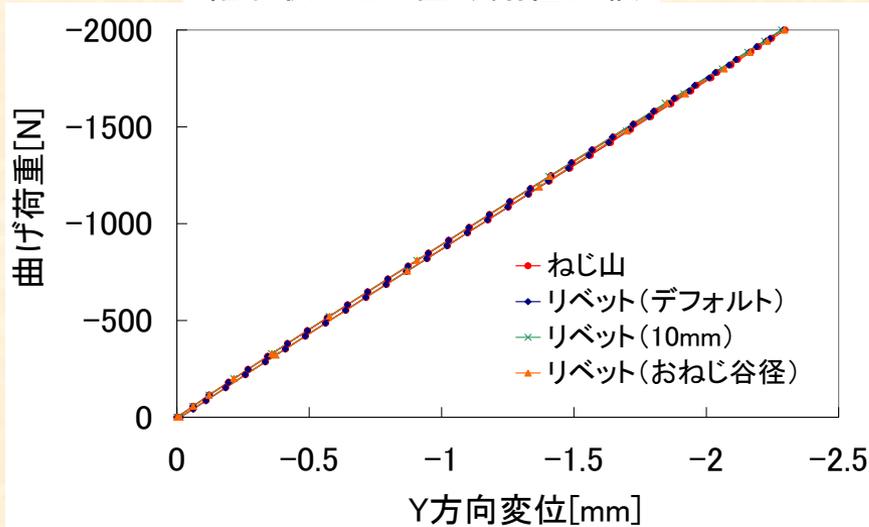
- ・軸力の変動が大きい場合
ねじ面での力の釣り合いが崩れてねじれが発生するため
初回の加振の後には初期締結力よりも軸力は若干低下する
しかし緩みが進行していくわけではない
(回転角や軸力の変動幅は
初期締結力と摩擦係数により変化する)

軸力変化

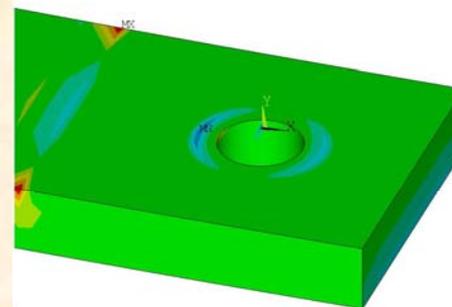


リベットモデル解析結果

軸形状ごとの曲げ剛性比較

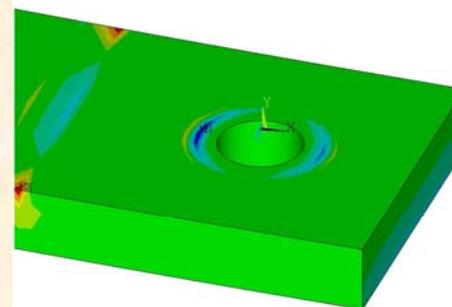


ナット座面のY方向応力



ねじ山モデル

```
ANSYS 9.0
JAN 16 2007
14:36:23
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=4
SUB =31
TIME=4
SY (AVG)
RSYS=0
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DIX =2.425
SMN =-289.065
SMX =33.366
-382
-300.222
-218.444
-136.667
-54.889
26.889
108.667
190.444
272.222
354
```

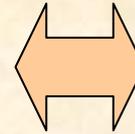
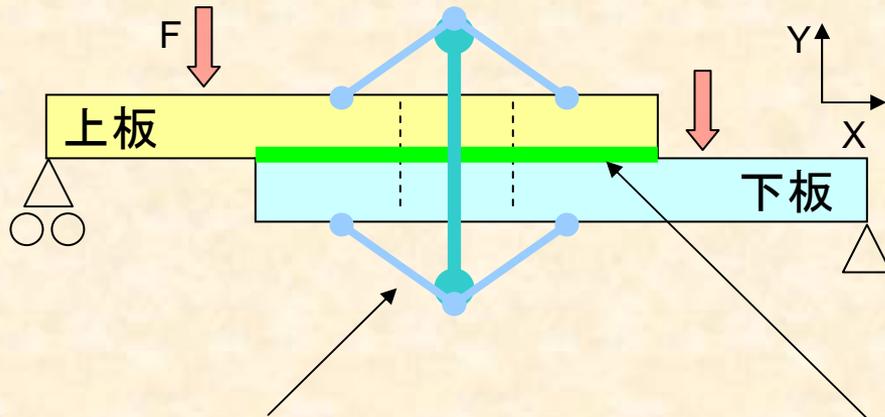


リベットモデル

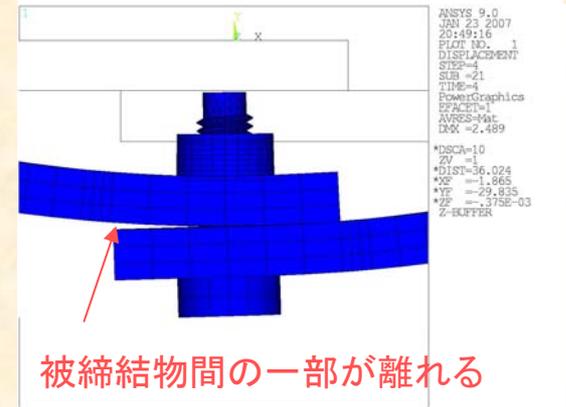
```
ANSYS 9.0
JAN 16 2007
14:40:23
PLOT NO. 1
NODAL SOLUTION
STEP=3
SUB =31
TIME=3
SY (AVG)
RSYS=0
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DIX =2.417
SMN =-381.112
SMX =350.788
-382
-300.222
-218.444
-136.667
-54.889
26.889
108.667
190.444
272.222
354
```

- ・曲げ剛性はねじ山モデルと全く同じ
- ・軸直径による影響はない
⇒並進剛性に合わせ込んだ場合も問題なし
- ・応力分布はねじ山モデルとほぼ一緒
- ・軸力挙動はねじ山とほぼ一緒

スパイダーボルト解析結果



接触要素を用いた場合の被締結物間



ボルト自身の剛性の影響がほとんどない

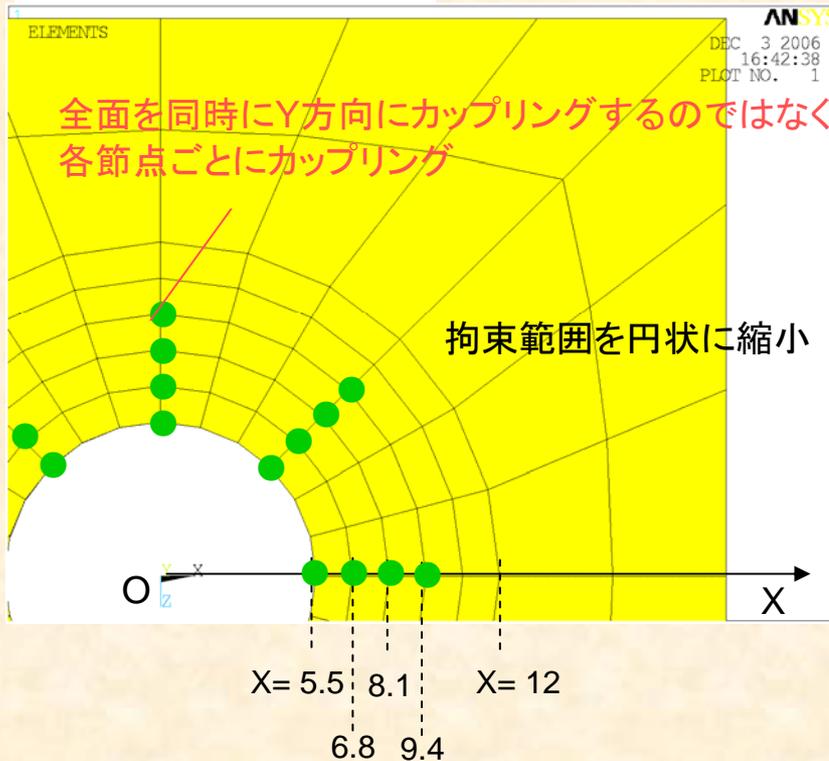
- ・ビーム要素直径
- ・軸直径
- ・軸長

並進方向の剛性を合わせ込むために行った被締結部間の拘束が曲げ剛性に大きく影響

- ・被締結物間が離れないとしたY方向変位カップリング拘束
- ・摩擦力を想定した非線形ばね要素をはるためのX方向変位カップリング拘束(同じくZ方向)

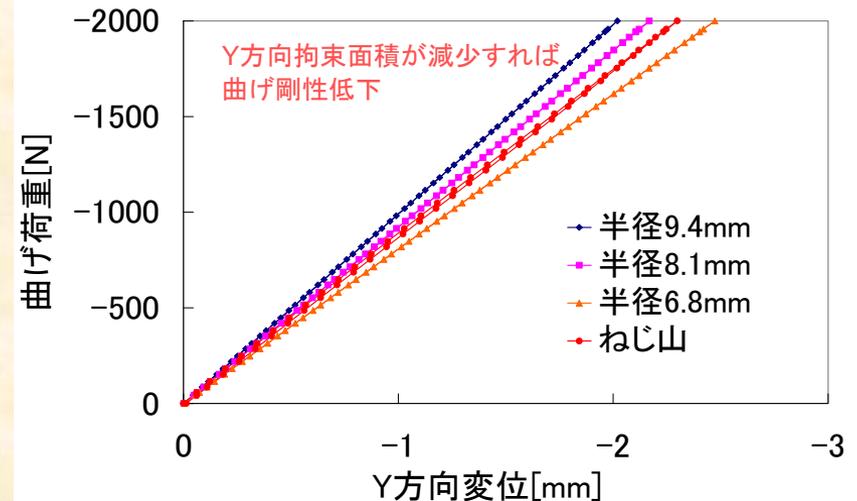
被締結物間の拘束面積縮小

被締結物間のメッシュ図

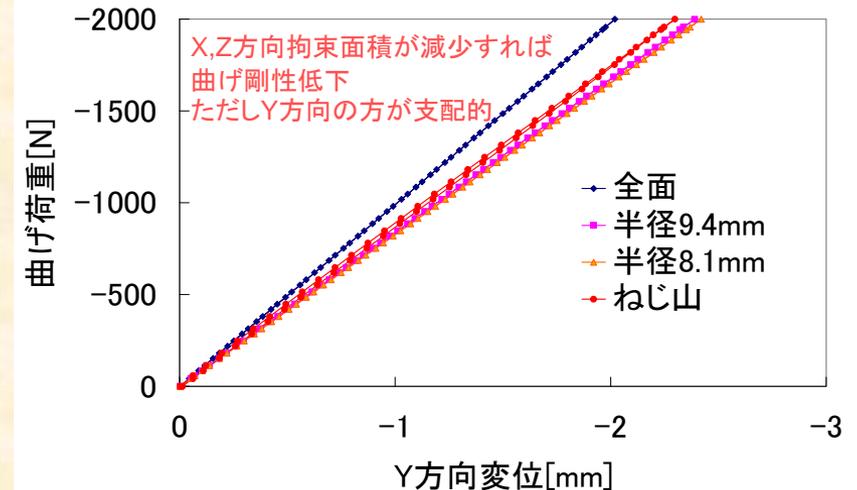


被締結物間の拘束により被締結物の変形を
どの程度制限するかで曲げ剛性の合わせ込みができる
(メッシュ形状に依存)
⇒ボルト穴なしモデルも同様

Y方向拘束範囲によるスパイダーボルトの
曲げ剛性変化(X,Z方向は全面拘束)

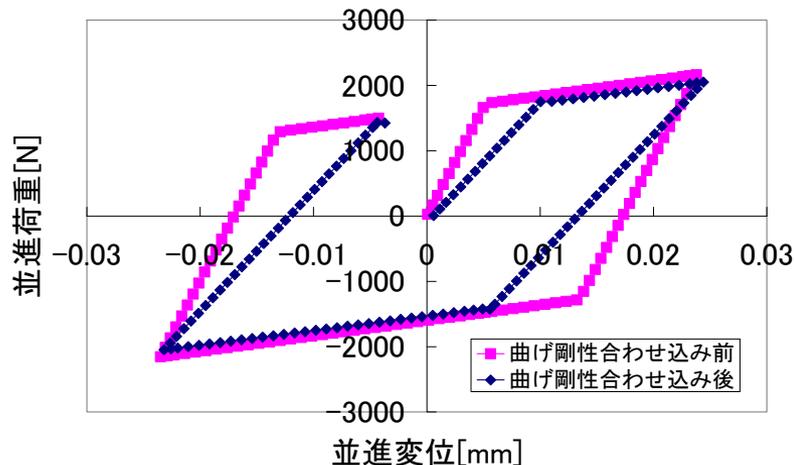


X,Z方向拘束範囲によるスパイダーボルトの
曲げ剛性変化(Y方向は半径9.4mmの円状に拘束)



曲げ剛性解析結果まとめ

曲げ剛性合わせ込み後のスパイダーボルト並進剛性



曲げ剛性を合わせ込むと被締結物の変形が変わるため
非線形ばねで定義した弾性変形区間の並進剛性が
変化する

⇒曲げと並進を同時に合わせ込む場合は
曲げ剛性を合わせてから並進剛性を合わせ込んだ方がよい

リベットモデル

- ・曲げ剛性、軸力変化、被締結物の応力分布はねじ山モデルとほぼ等しい
 - ・並進方向剛性を合わせ込むために軸直径を変化させても大きな影響はなし
- ⇒推奨

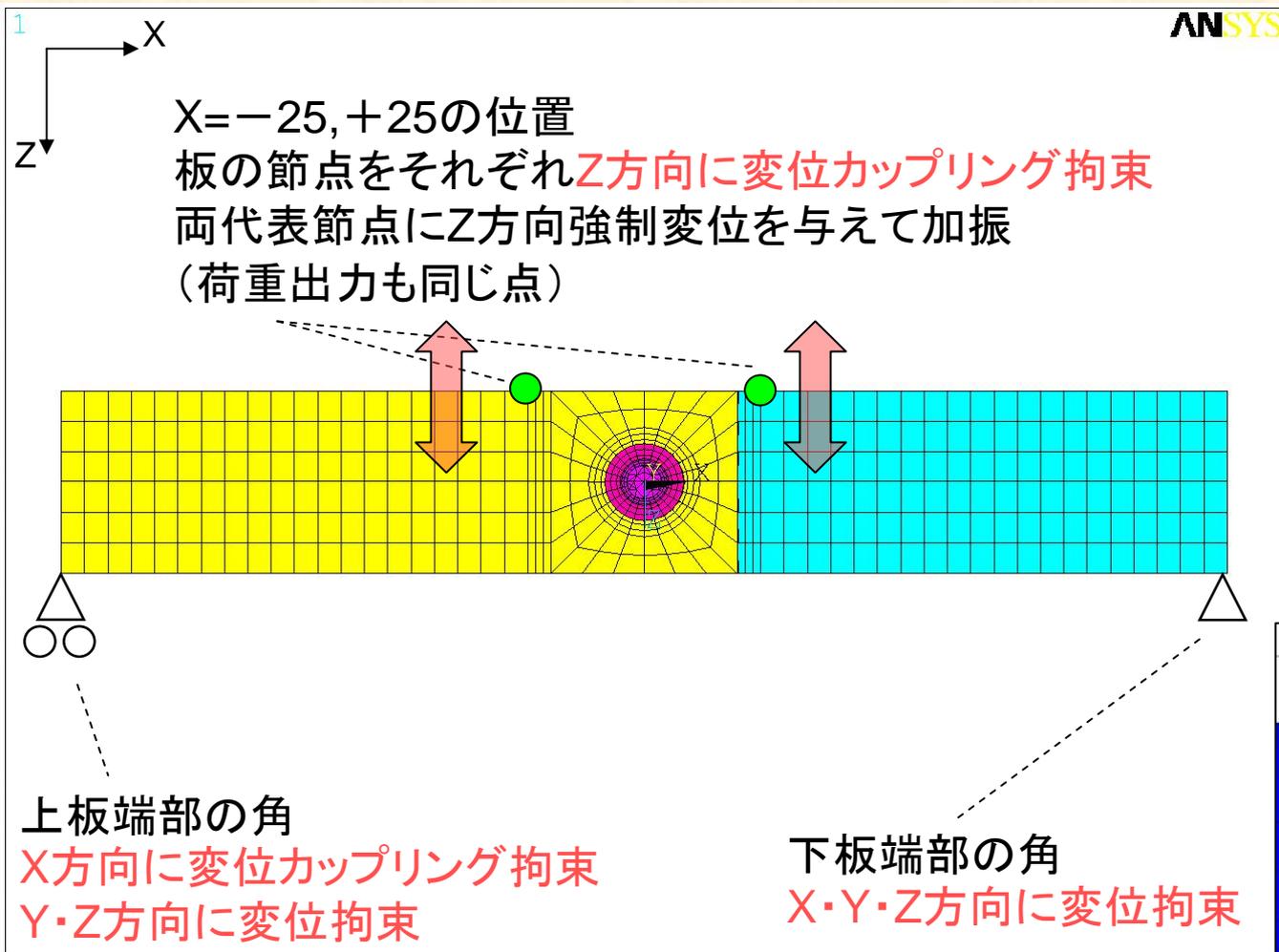
スパイダーボルトモデル

- ・被締結物間の拘束度合いによって曲げ剛性が変化
 - ・スパイダーボルト自身の剛性はほとんど寄与してこない(ビーム要素の直径・軸長・軸直径)
 - ・被締結物間の拘束位置に大きな応力集中 ⇒ ボルトに軸力の変動なし
- ⇒メリットなし(被締結物間をどのように扱うか?)

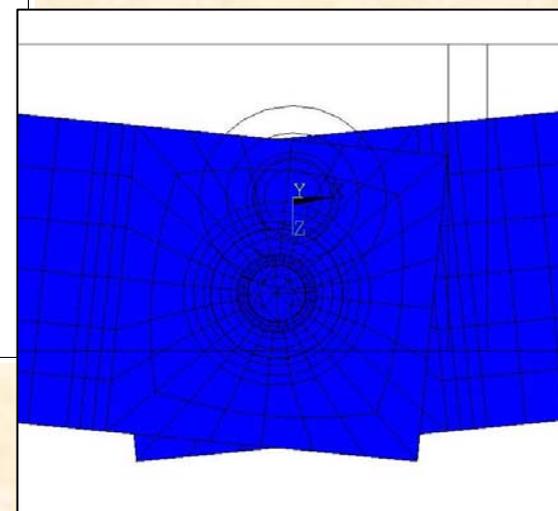
ボルト穴なしモデル

- ・被締結物間の拘束による特徴はスパイダーボルトと同じ
- ・メッシュ形状が粗すぎると曲げ剛性の合わせ込みが困難

軸回りの回転

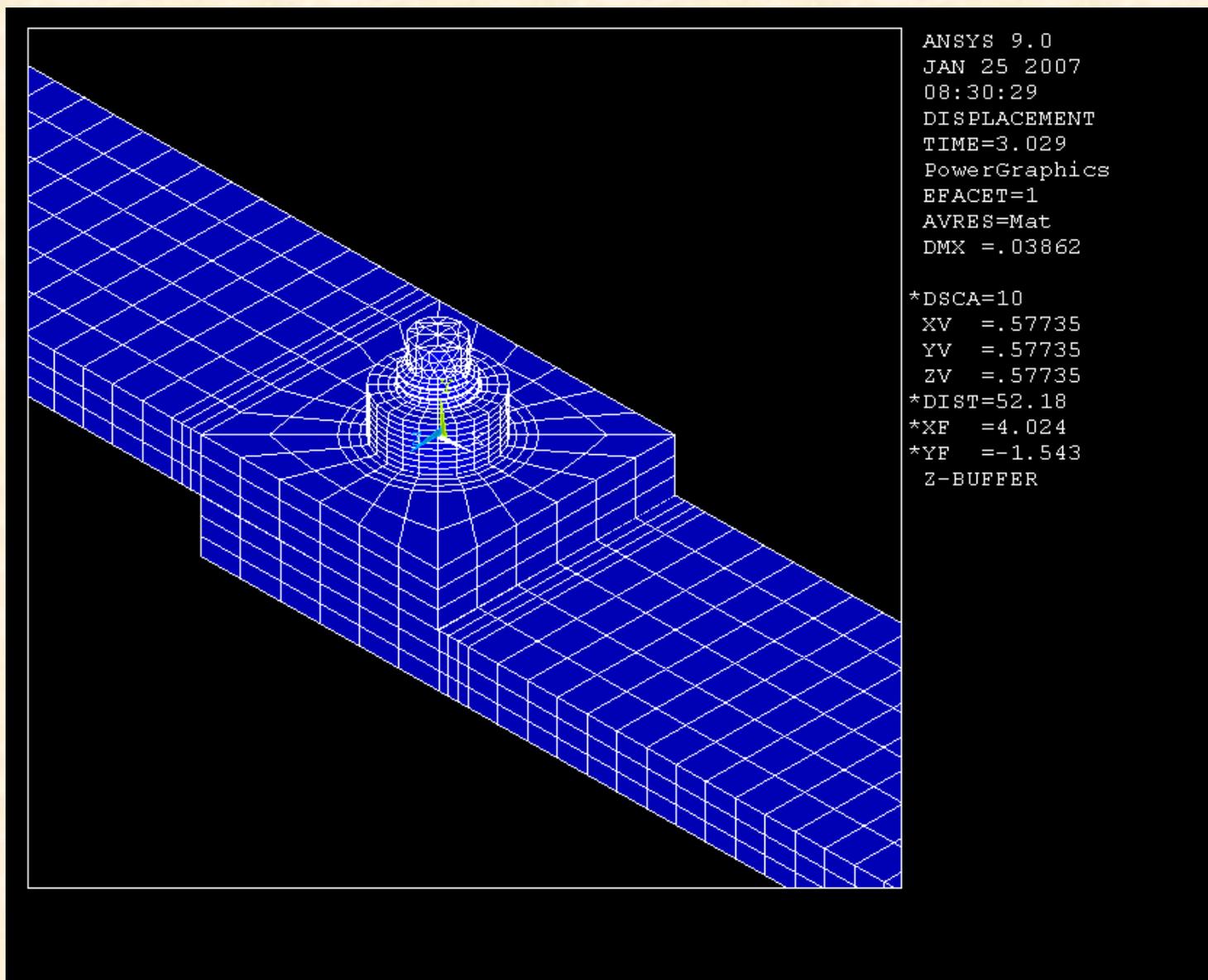


変形図(変位を10倍に拡大)



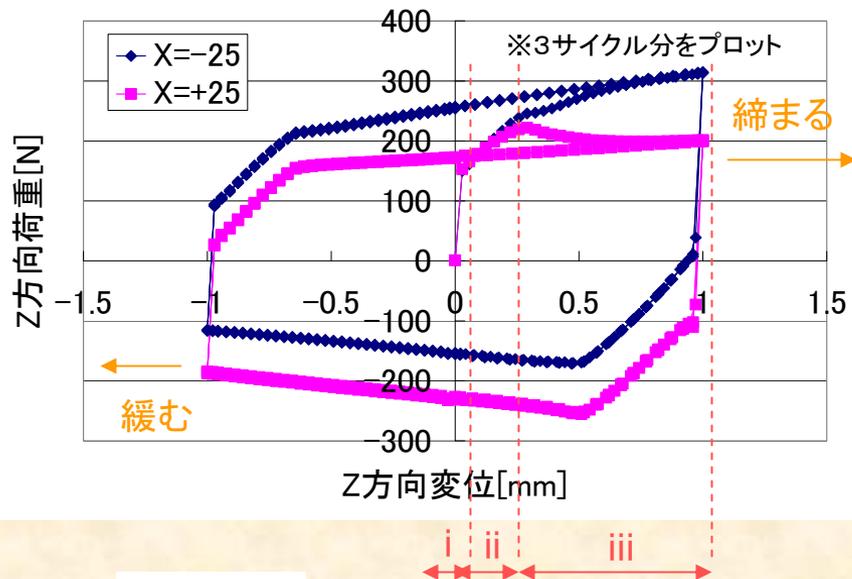
加振アニメーション

変形図(変位を10倍に拡大)

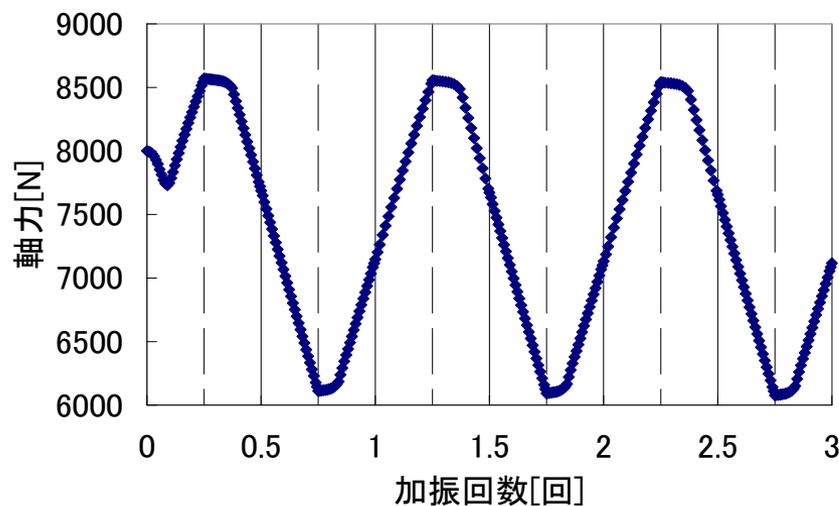


ねじ山モデル解析結果

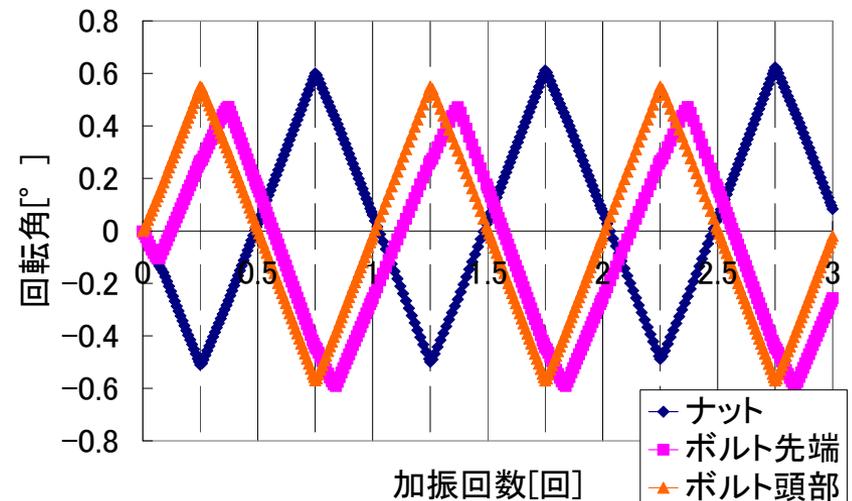
変位と荷重の関係



軸力変化



ボルト・ナットの回転角



・ナットとボルト頭部は板の動きに従って回転

i. 被締結物の弾性変形区間



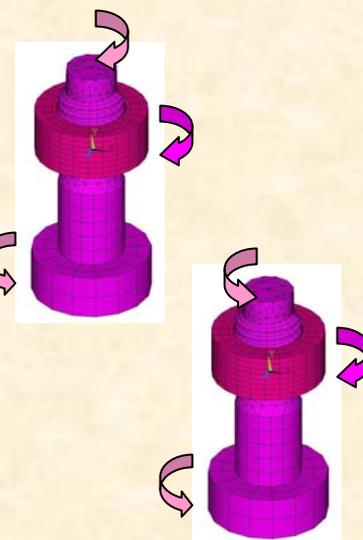
ii. ボルトの弾性ねじれ区間

ねじ面・座面で固着したまま
ボルトはねじれる



iii. ねじ面すべり区間

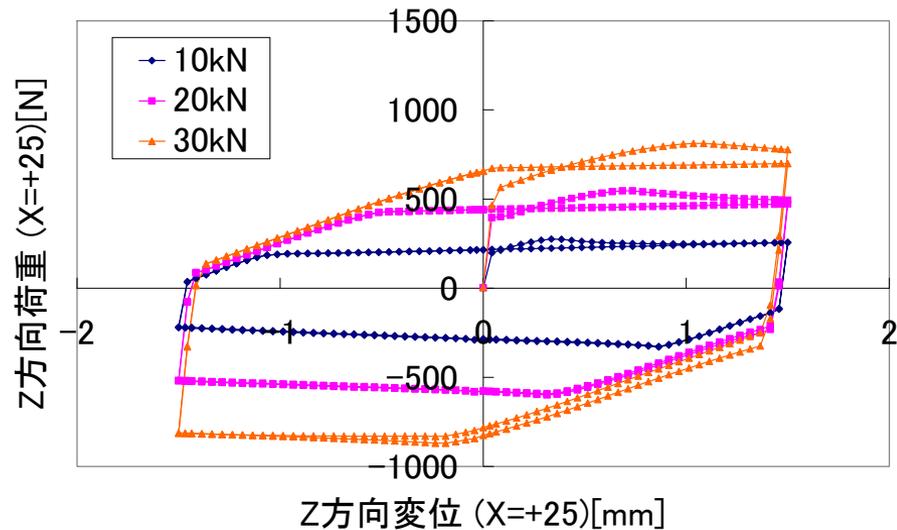
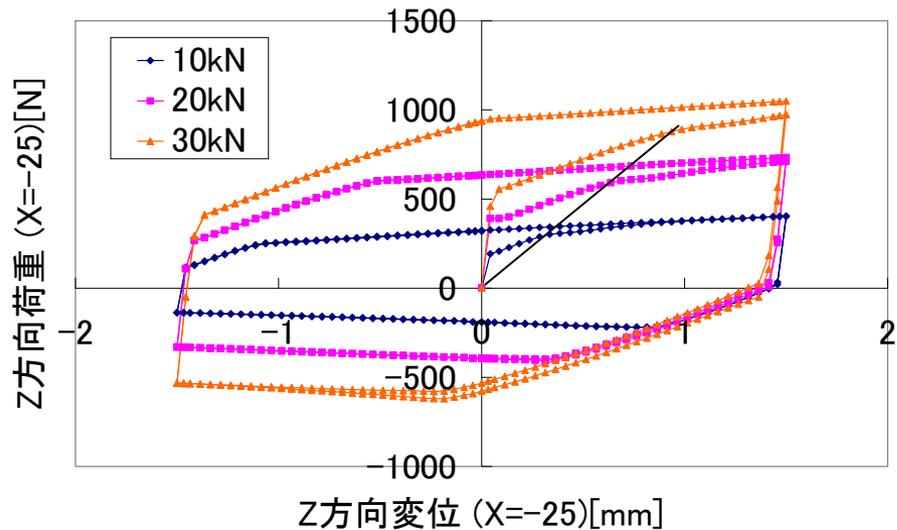
ボルトが締まる又は緩む



初期締結力による挙動変化

※摩擦係数は0.2

剛性の比較



- 被締結物の弾性変形区間

被締結物間の滑りが発生する荷重は初期締結力に依存

- ボルト弾性ねじれ区間

傾きは初期締結力に依存しない

区間の長さは初期締結力に依存

ボルトの限界ねじれ角は

限界滑り量同様に

計算式によって求められる

- ねじ面滑り区間

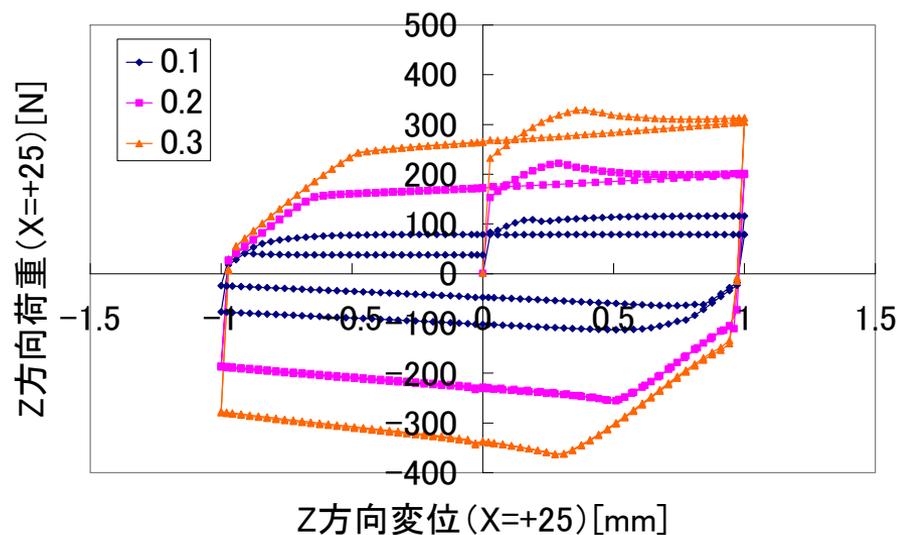
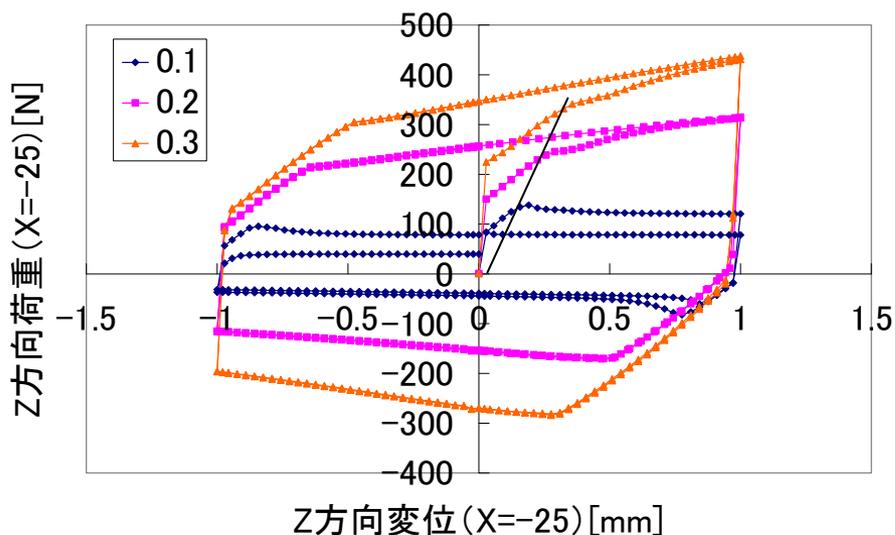
傾きは初期締結力に依存しない

荷重は初期締結力に依存

摩擦係数による挙動変化

※初期締結力は8000N

剛性の比較



- 被締結物の弾性変形区間

被締結物間の滑りが発生する荷重は摩擦係数に依存

- ボルト弾性ねじれ区間

傾きは摩擦係数に依存しない
区間の長さは摩擦係数に依存

- ねじ面滑り区間

傾きは摩擦係数に依存
荷重は摩擦係数に依存

※摩擦係数0.1の場合、ねじ面滑り区間において
ナットの締まりが発生しない ⇒ 緩みが進行
その場合ナット座面滑りが発生している

緩みが進行する条件

ボルトをしめる側に滑る場合は座面滑り
ボルトをゆるめる側に滑る場合はねじ面滑り

ねじ面を締め付け側に滑らせるトルク $T_{ST} = \frac{F}{2} \left(\frac{d_2 \mu_s}{\cos \alpha} + \frac{P}{\pi} \right)$

ねじ面をゆるめ側に滑らせるトルク $T_{SL} = \frac{F}{2} \left(\frac{d_2 \mu_s}{\cos \alpha} - \frac{P}{\pi} \right)$

座面を滑らせるトルク $T_w = \frac{F \mu_w d_w}{2}$

F: 軸力

d_2 : ねじの有効径

α : ねじ山半角

P: ピッチ

d_w : 座面の等価摩擦直径

μ_s : ねじ面摩擦係数

μ_w : 座面摩擦係数

$$T_{SL} < T_w < T_{ST}$$

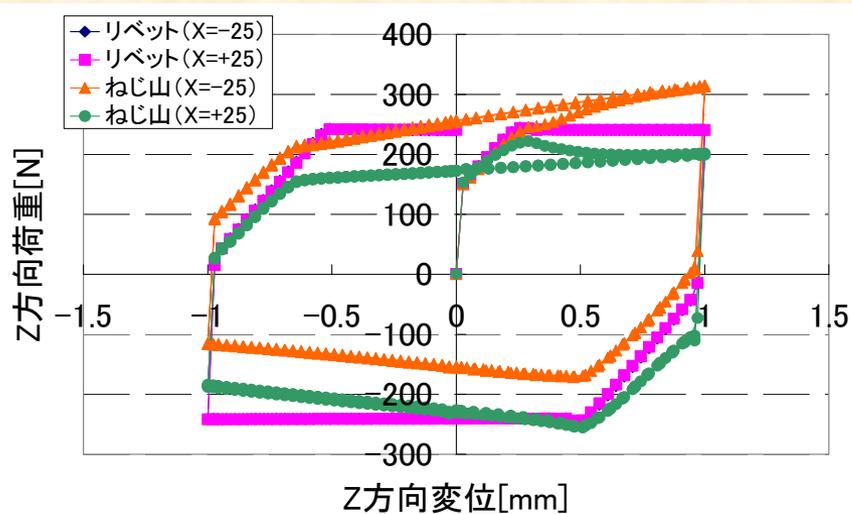
=

$$\frac{d_2}{d_w \cos \alpha} \mu_s - \frac{P}{\pi d_w} < \mu_w < \frac{d_2}{d_w \cos \alpha} \mu_s + \frac{P}{\pi d_w}$$

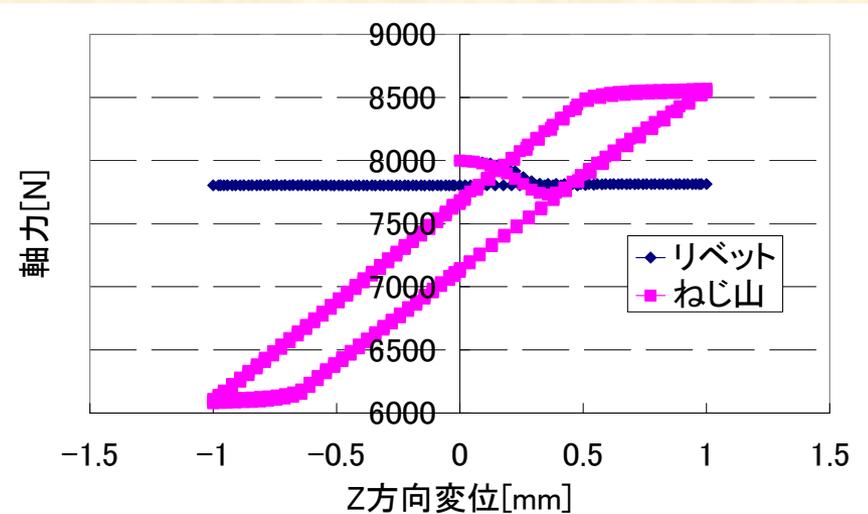
ANSYSによって等価摩擦係数を算出すれば
摩擦係数が0.1と小さかった場合にこの式を満たしていたから緩んだのかが分かる
⇒ 時間がなくて未確認

リベットモデル解析結果

ねじ山モデルとの剛性比較

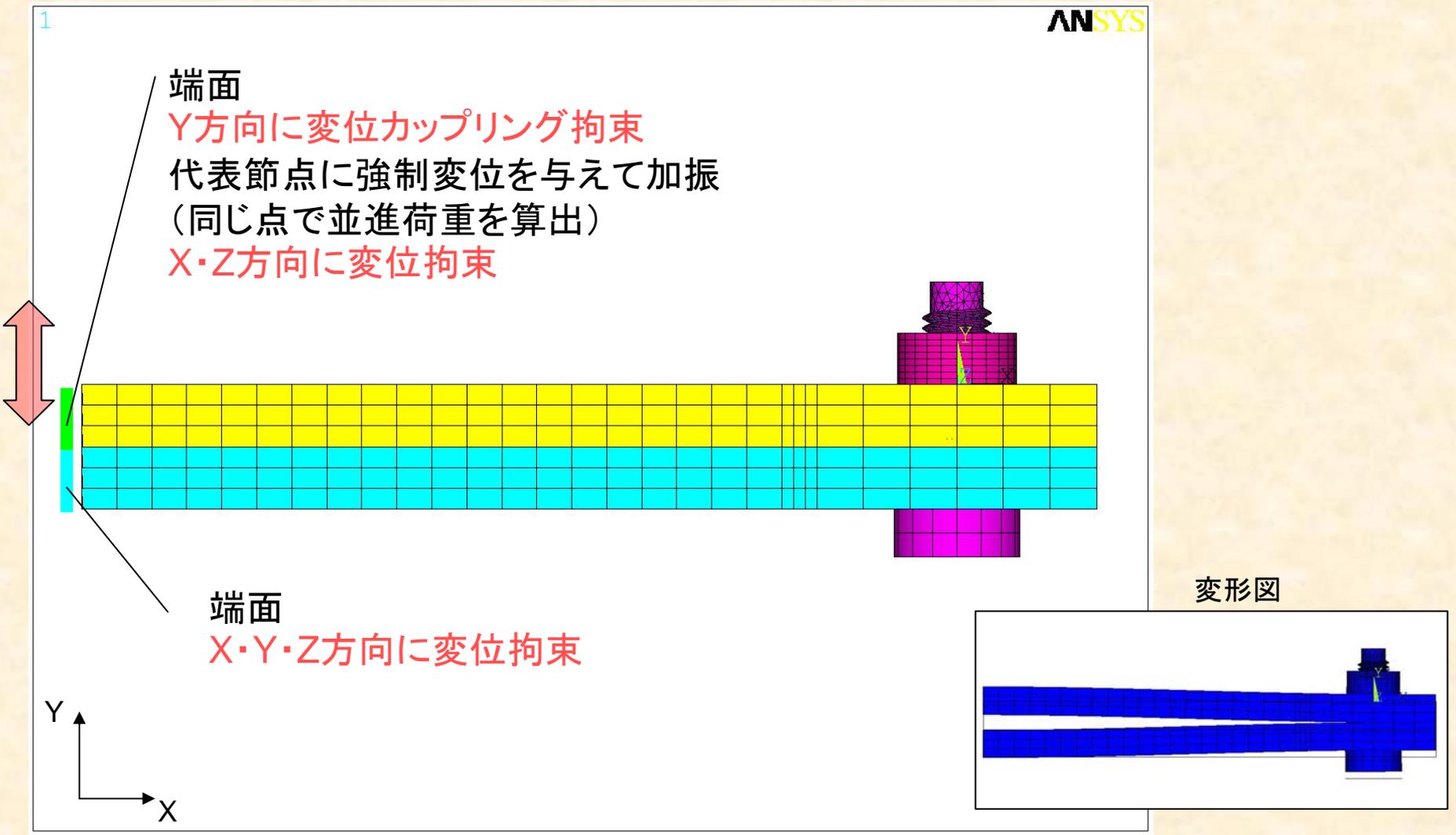


ねじ山モデルとの軸力比較



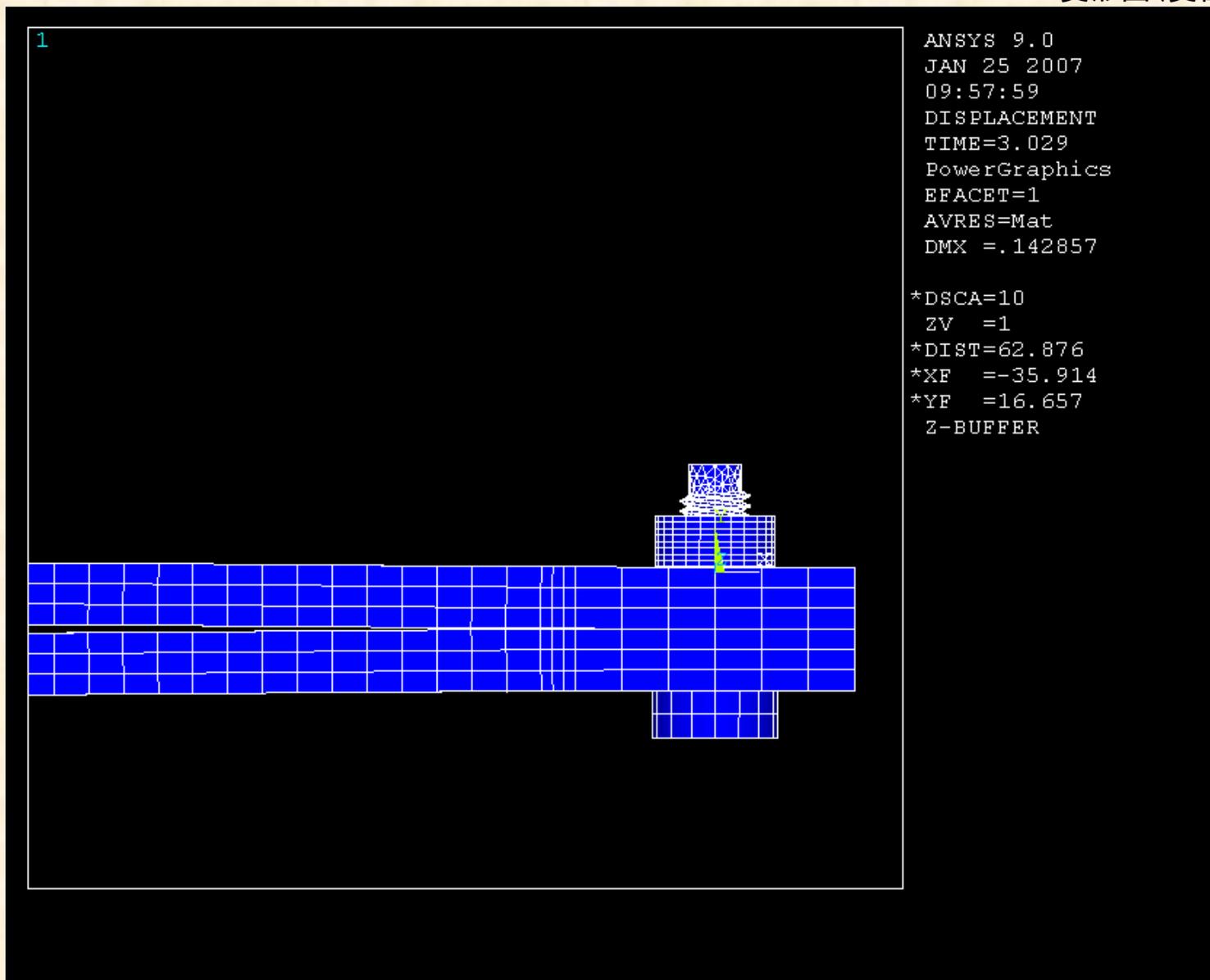
- ・ボルトの弾性ねじれ区間の剛性はリベットモデルがやや高い
- ・リベットモデルはねじ面滑りではなく座面滑りが発生し
その後の荷重は一定となる
- ・強制変位を与えている2点に発生する荷重は等しい
(ねじ山モデルにおいて異なるのは螺旋形状による影響か?)
- ・ナットの回転に因る軸力変化はリベットでは再現できない

偏心軸方向外力



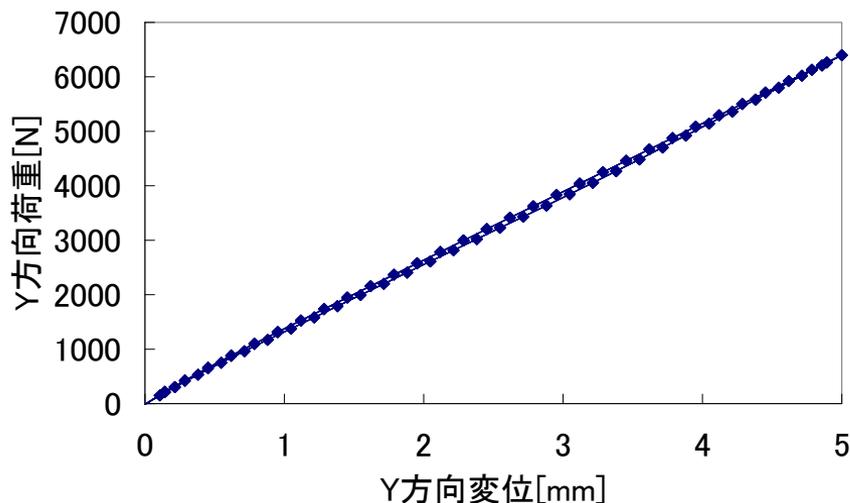
加振アニメーション

変形図(変位を10倍に拡大)

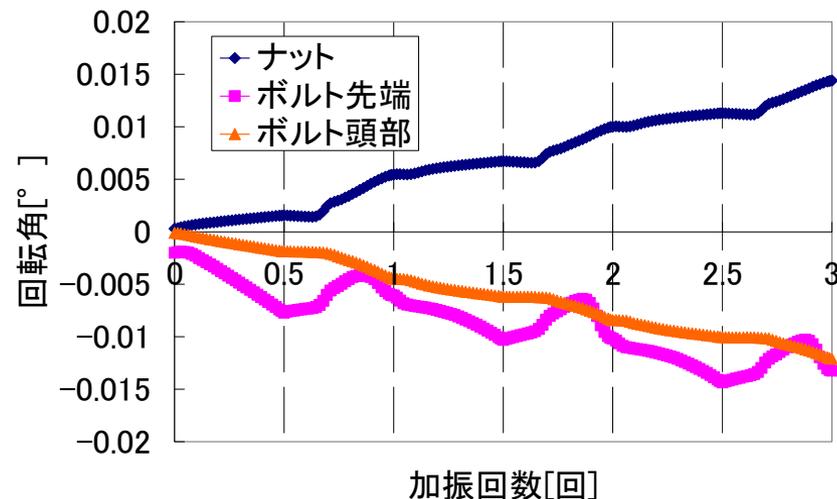


ねじ山モデル解析結果

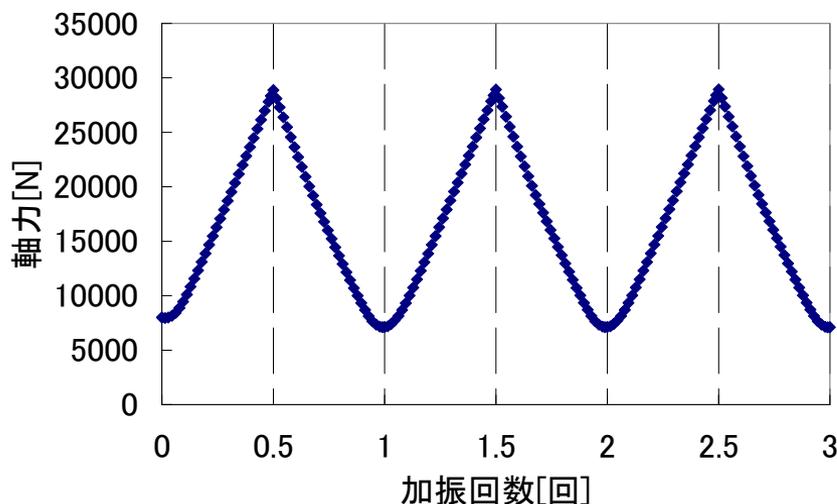
軸偏心荷重に対する剛性



ボルト・ナットの緩み



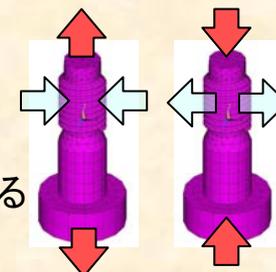
軸力の挙動



・剛性は初期締結力 (10kN, 20kN, 30kN) や摩擦係数 (0.1, 0.2, 0.3) に依存しなかった

・軸方向外力による緩みが発生 (ボルトがポアソン比によって変形)
 ⇒ねじ面で滑りが発生
 ⇒ボルトのねじれが戻ろうとする
 ⇒ナットに緩み方向のトルク

軸力の変動を考えると非現実的

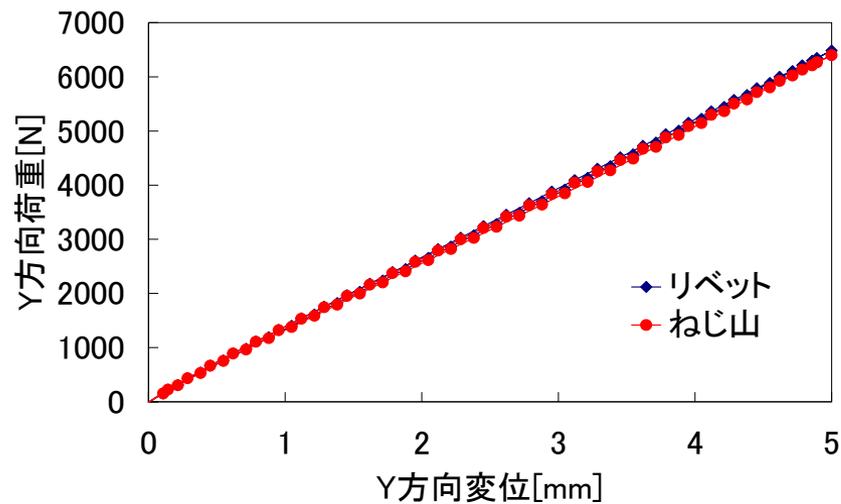


ねじれる

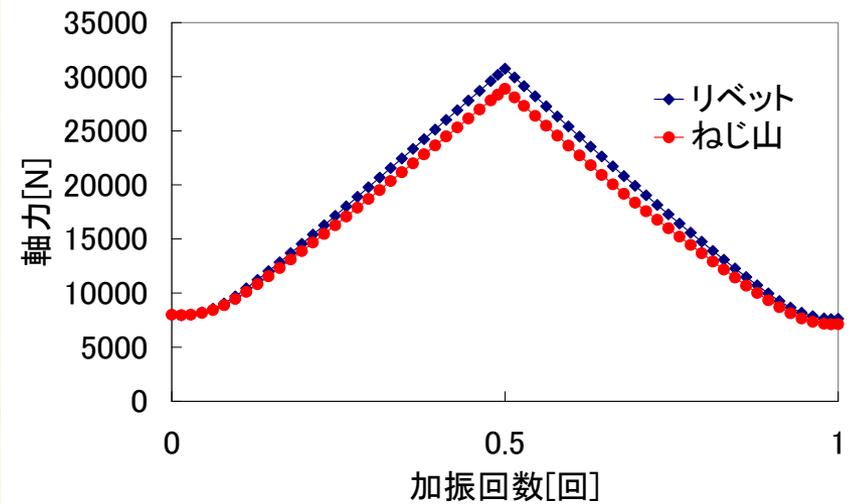
ナットを
緩み方向に押す

リベットモデルの解析

ねじ山モデルとの剛性比較



ねじ山モデルとの軸力比較



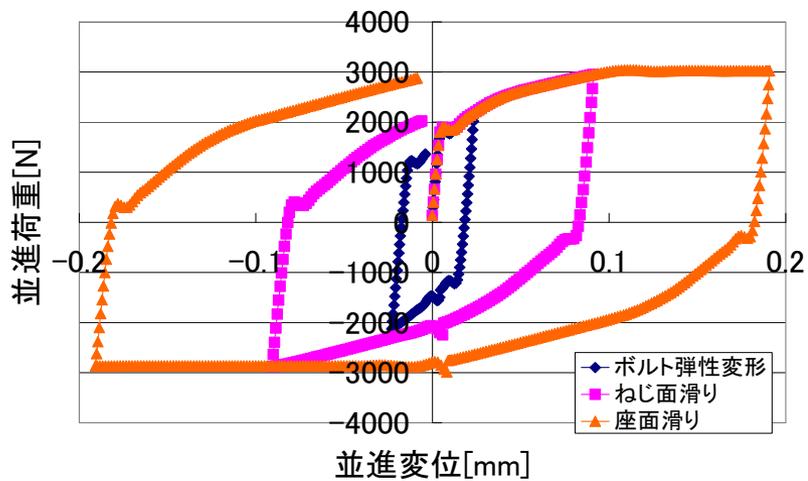
- ・剛性はねじ山モデルと一致
- ・軸力の挙動はねじ山モデルとほぼ一致

終了

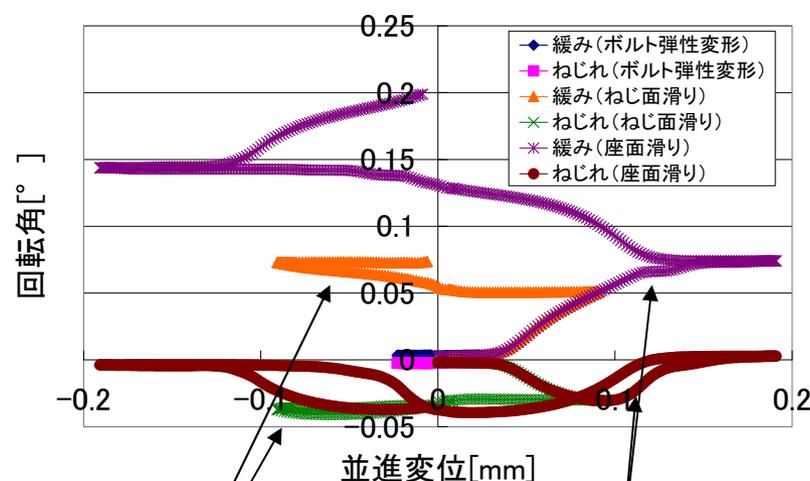
ねじ山モデル解析結果

並進変位量による挙動の確認

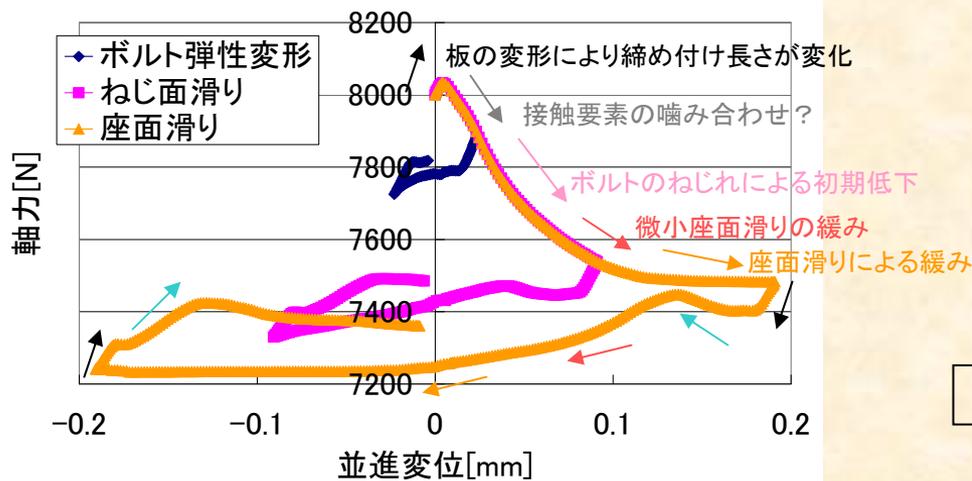
剛性のヒステリシス



ナットの緩みとボルトのねじれ



軸力の低下(詳細な挙動は検討中)



・座面滑りまでではボルトのねじれが解放されナットとボルトが大きく相対回転する

・ねじ面滑りまでではボルトはねじれが蓄積したまま解放されない
 ・初回の滑りのみねじれの蓄積分だけ緩む(締め付け後のねじれがどの程度かによってこの挙動は変わる?)
 ・ナットは少しずつ緩む(微小座面滑り)

・ボルト弾性変形までの加振では緩まない

※緩み = ナット回転角 - ボルト先端回転角

限界滑り量の評価式

山本らの評価式(材料力学的導出)

$$\delta = F_s \left\{ \begin{array}{l} \mu_w \left(\frac{l_g^3}{3EI_g} + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p l_n}{EI_g} + k_w l_n^2 \right) \\ - \frac{m}{4 \cos^2 \alpha} \mu_s \left(\frac{l_g^2}{2EI_g} + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} + k_w l_n \right) \end{array} \right\}$$

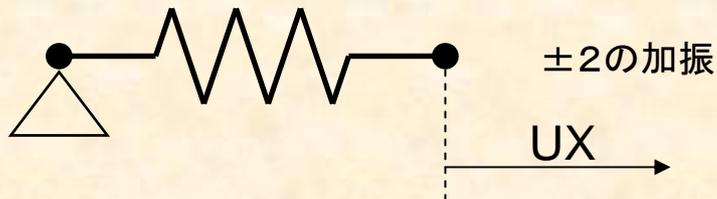
F_s : 軸力 μ_w : ナット座面摩擦係数 μ_s : ねじ面摩擦係数

その他: ボルトの形状・材質・固定状態による定数

限界滑り量は軸力に比例・
ねじ面と座面で等しければ摩擦係数にも比例

非線形ばね要素CONBIN39の使用

単純な解析モデルで特性を確認



<CONBIN39のキーオプション指定>

1. 除荷経路

- ・荷重曲線上
- ・原点での傾き使用

2. 圧縮荷重における要素挙動

- ・圧縮曲線上(未定義の場合は引張曲線を反転)
- ・圧縮抵抗なし
- ・引張り→圧縮

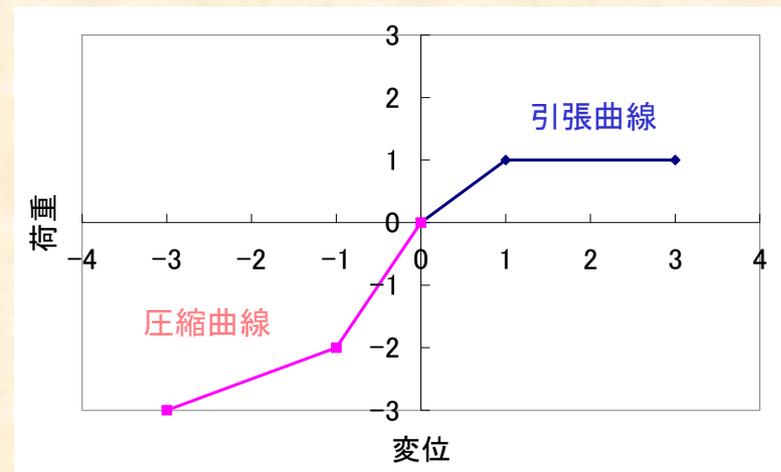
3. 一次元要素自由度

UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ,PRES,TEMP

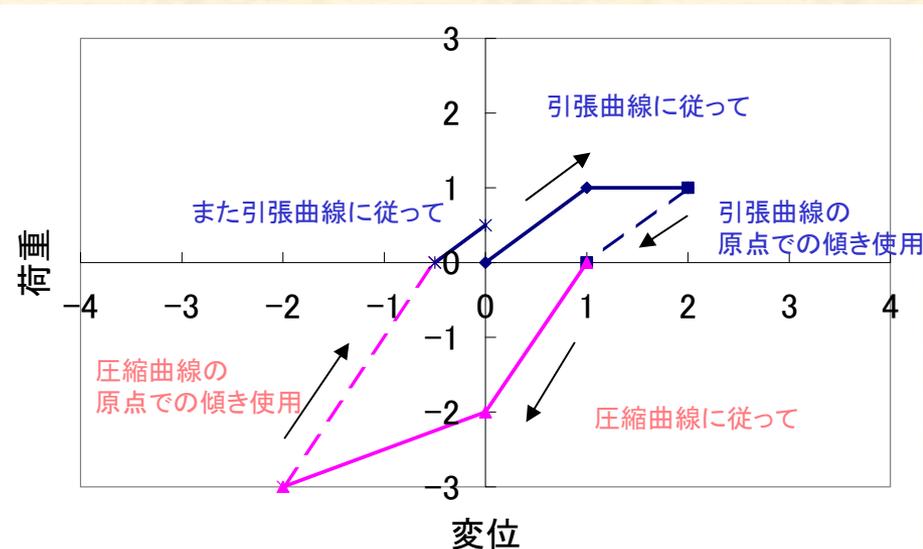
4. 二次元または三次元要素自由度

- ・キーオプション3を利用
- ・UX/UY/UZ
- ・ROTX/ROTY/ROTZ
- ・UX/UY

剛性の定義例(適当に)

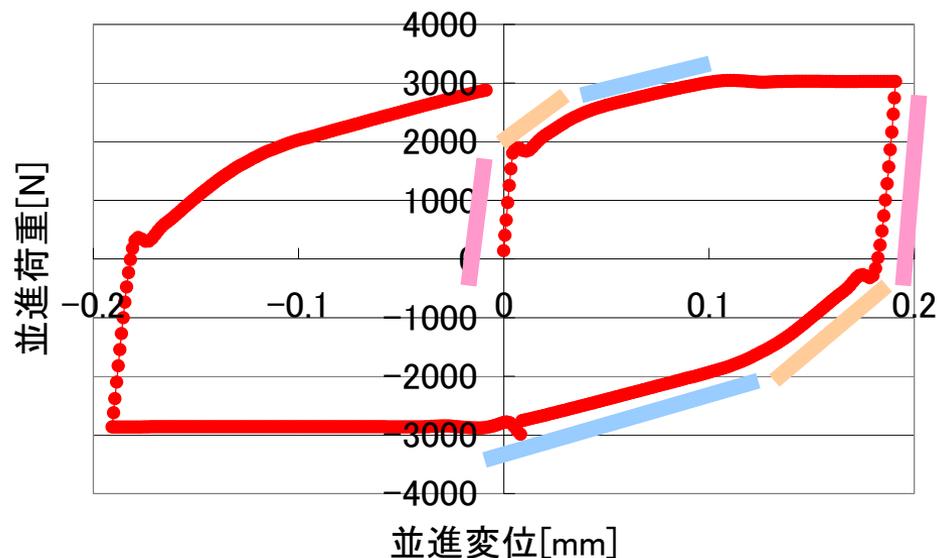


解析結果(ヒステリシスの描き方)

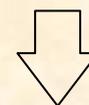


非線形ばね要素による並進剛性合わせ込みの注意点

ねじ山モデルの解析結果

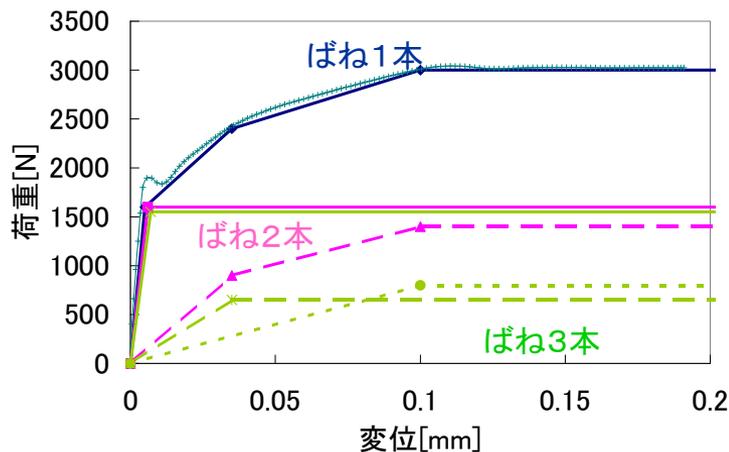


折り返し後は各現象ともに
加振開始時よりも区間が長くなる

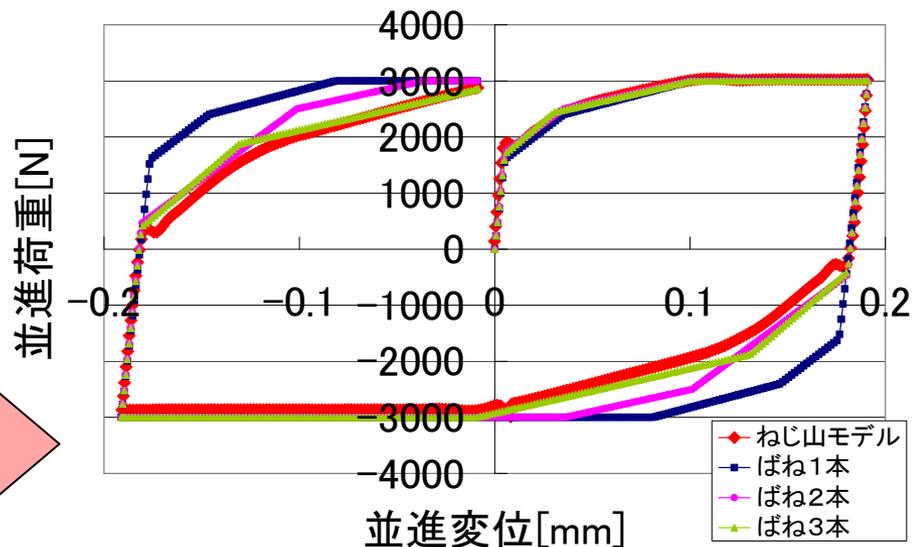


要素の特性上**1本のばねでは再現不可能**
ボルト弾性変形区間までなら**2本必要**
ねじ面滑り区間までなら**3本必要**

ばねの本数ごとの剛性定義



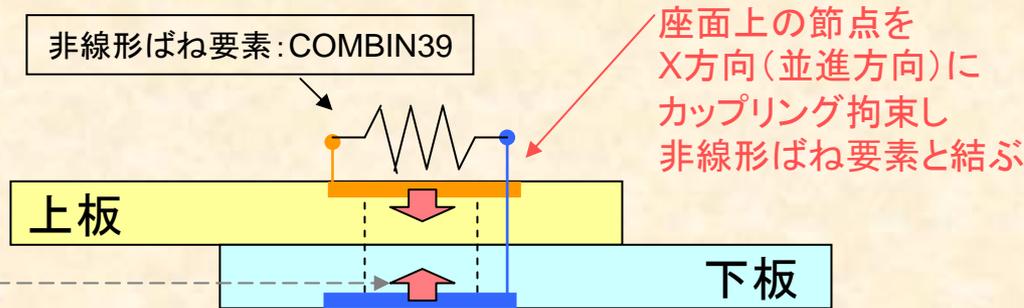
ボルト穴なしモデルの解析結果



ボルトなしモデルの提案

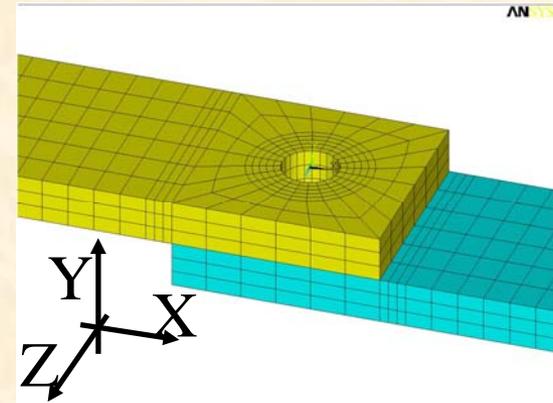
ボルト軸が曲がる抵抗(ボルト弾性変形)も非線形ばね要素で定義してしまえば？

条件の変更③ 座面の摩擦力に相当する抵抗を作成

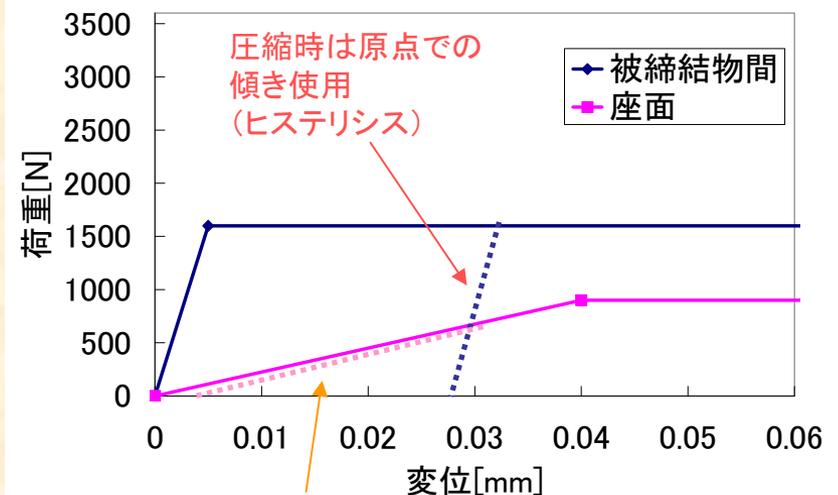


※ばね要素は定義していないが座面上の節点は被締結物間同様にZ方向もカップリング拘束してある

- ・ボルト穴はあるがボルトを一切モデリングしていない
- ・被締結物間の取り扱いは前々ページの条件の変更①及び②を参照 (Y方向カップリング拘束・非線形ばね要素の利用)
- ・座面上の節点をY方向(軸方向)にもカップリング拘束し 代表節点に軸力相当の荷重を適用している (少しでも応力状態を近づける意図)



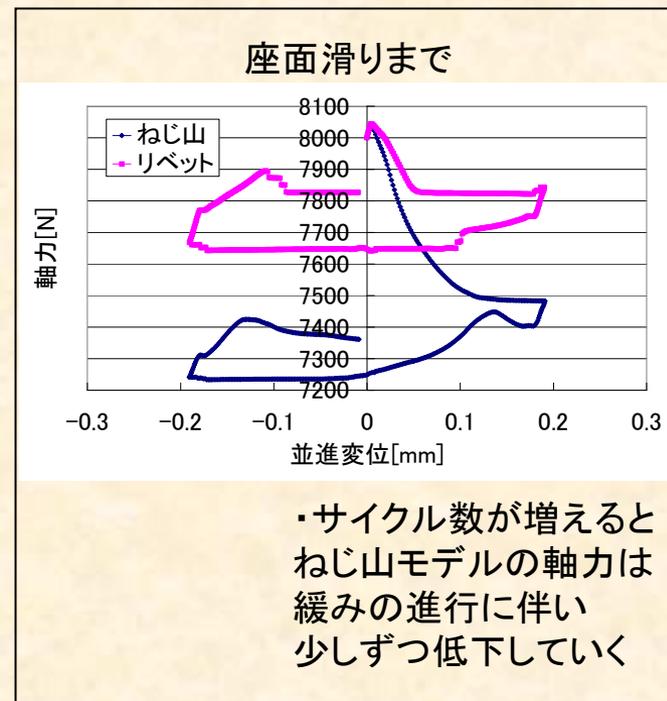
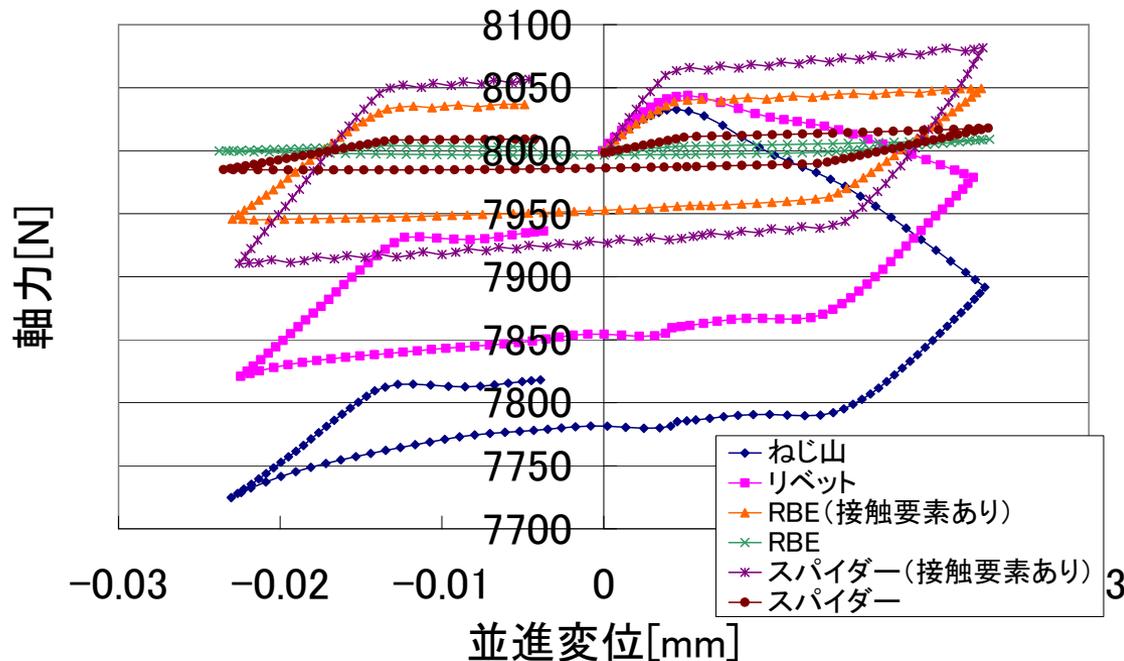
非線形ばね要素の剛性定義



ボルト弾性変形区間の剛性: ねじ山モデルの結果を参考

軸力の評価について

各モデリングの軸力挙動(ボルト弾性変形区間)

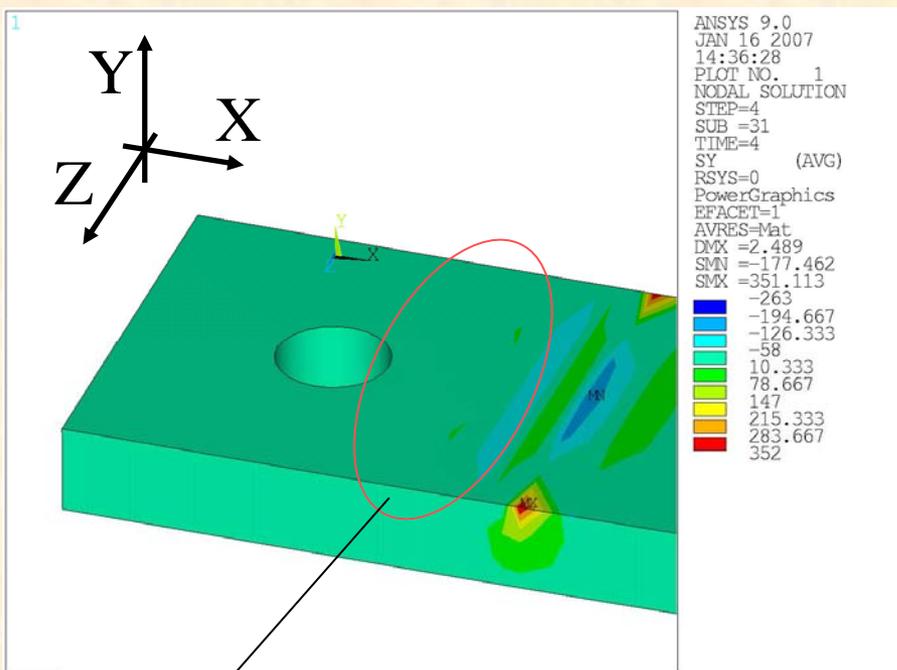


- ・そもそもねじ山の軸力挙動を検討段階(加振開始時の低下理由等)
- ・RBE,スパイダーボルトモデルはこの加振開始時の軸力低下がない
- ・リベットはねじ山とほぼ同じ挙動だが増減幅が異なる
- ・接触要素を用いず被締結物間に拘束を行った場合は被締結物の変形に伴う軸力変化が再現されなかった

応力状態の違い

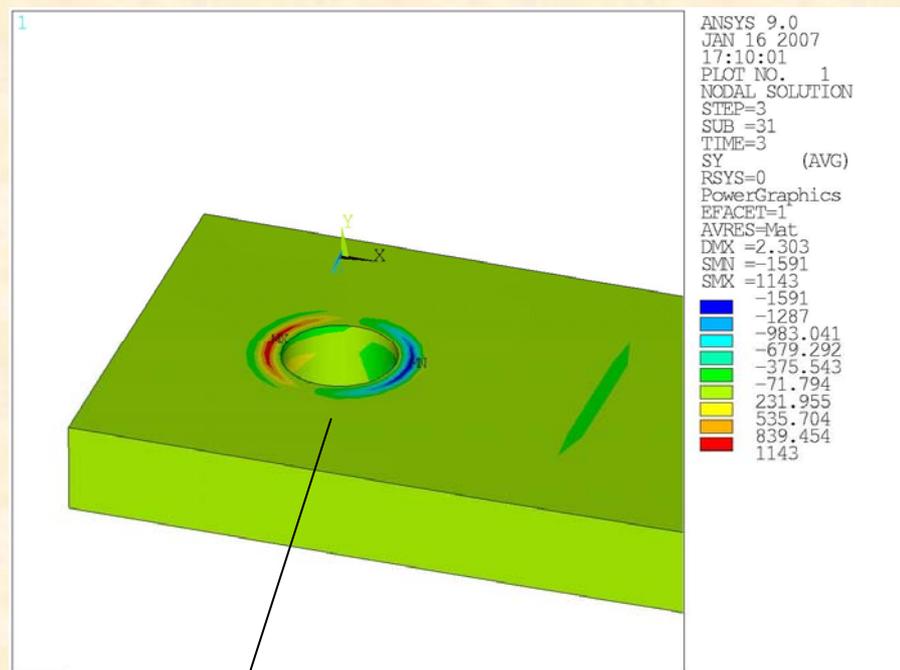
下板のY方向応力分布

ねじ山モデル



接触面圧はこの位置が高い

スパイダーボルトモデル(拘束面積は半径7mm)



拘束位置に大きな応力集中