

修士論文

鉄道車両艀装レール締結部の
破損リスク評価と
三次元有限要素法によるゆるみ挙動解析
1p ~ 128p 完

平成 16年 2月13日 提出

指導教官 酒井 信介 教授

26198 横山 喬

目次

第1章	序論	9
1.1	研究の背景	9
1.2	本研究の目的	10
1.3	本論文の構成	10
第2章	円筒形被締結物を有するボルト締結体の締付け	12
2.1	緒言	12
2.2	ボルト軸力と締付けトルクの関係式 [11]	14
2.2.1	斜面の原理	14
2.2.2	ボルト軸力と締付けトルクの関係	15
2.3	有限要素解析手法	17
2.4	解析結果	18
2.4.1	ナットの締付けによる軸力の発生	18
2.4.2	ねじ山荷重分担率	18
2.4.3	締結力と締付けトルクの関係	18
2.5	考察	22
2.5.1	締結力と締付けトルクの非線形性	22
2.5.2	締付けトルク除荷後の挙動	24
2.6	結言	25
第3章	軸直角方向外力によるボルト締結体のゆるみ	26
3.1	緒言	26
3.2	山本らによる実験 [12]	27
3.2.1	実験装置	27
3.2.2	実験条件	28
3.3	往復すべりによるゆるみが発生しない最大限界のすべり幅 S_{cr}	29
3.3.1	山本らの評価式 [13]	29
3.3.2	ボルト頭の傾き係数 k_w	30
3.4	有限要素解析手法	31
3.5	解析結果	32
3.6	考察	37

3.6.1	山本らの実験結果との比較	37
3.6.2	限界すべり量	38
3.6.3	ボルト回転および並進すべりの発生点	39
3.7	結言	40
第4章	スーパースリットナットの性能評価	41
4.1	緒言	41
4.2	スーパースリットナットの締付け	43
4.2.1	有限要素解析手法	43
4.2.2	解析結果	44
4.2.3	考察	45
4.3	スーパースリットナットを使用した締結体の軸直角方向外力によるゆるみ	48
4.3.1	有限要素解析手法	48
4.3.2	解析結果	49
4.3.3	考察	52
4.4	スーパースリットナットの強度評価	53
4.4.1	有限要素解析手法	53
4.4.2	解析結果	57
4.4.3	考察	65
4.5	結言	69
第5章	2枚の矩形被締結物を有するボルト締結体の軸方向外力下における挙動	70
5.1	緒言	70
5.2	有限要素解析手法	71
5.3	解析結果	72
5.3.1	軸方向外力によるボルト軸力の変化	72
5.3.2	軸直角方向振動によるボルト締結体のゆるみ	74
5.4	考察	77
5.5	結言	77
第6章	艀装レール締結体の性能評価	78
6.1	緒言	78
6.2	有限要素解析手法	80
6.3	解析結果	82
6.3.1	艀装レール締結体の締付け	82
6.3.2	軸直角方向振動による艀装レール締結体のゆるみ	83
6.4	考察	84
6.4.1	軸方向外力がゆるみに及ぼす影響	84
6.4.2	ゆるみに要する並進力の推定	85
6.5	結言	87

第7章 結言	88
付録A 鉄道車両艤装レール締結部の破損リスク評価	90
A.1 緒言	91
A.2 評価対象	93
A.2.1 側天井・荷棚モジュールおよび艤装レール	93
A.2.2 スリーブかしめ締結 [22]	94
A.3 リスクに基づく内装モジュール設計	95
A.3.1 問題の設定	95
A.3.2 リスク定義	95
A.3.3 リスクに基づく意思決定法	97
A.4 側天井・荷棚モジュール評価モデル	98
A.4.1 有限要素解析モデル	98
A.4.2 評価対象モデル	100
A.5 リスク評価結果	101
A.5.1 実用化モジュールのリスク	101
A.5.2 スリーブかしめ締結の効果	101
A.5.3 モジュール長さ 3200mm のモジュール	102
A.6 考察	103
A.6.1 スリーブかしめ締結の効果	103
A.6.2 艤装レールを含めた評価	104
A.6.3 締結位置によるリスク変化	105
A.6.4 荷棚荷重による影響	107
A.7 結言	108
付録B 有限要素解析モデルの詳細	109
B.1 第2章・締付けの有限要素モデル	110
B.1.1 ねじ寸法の設定	110
B.1.2 ボルトの作成	111
B.1.3 ナットの作成	114
B.1.4 被締結物の作成	115
B.1.5 接触要素，表面要素の設定	115
B.1.6 境界条件の設定	117
B.2 第3章・軸直角方向外力によるゆるみの有限要素モデル	118
B.2.1 ボルトの作成	118
B.2.2 ナットの作成	121
B.2.3 被締結物の作成	121
B.2.4 接触要素の設定	122
B.2.5 境界条件の設定	122

目 次

2.1	Balance of forces in the case of lifting an object.	14
2.2	Developed force and torque just after tightening nut.	15
2.3	Finite element model for tightening a fastener (1/4 of nut and fastened plate are removed in this figure).	17
2.4	Axial stress by tightening nut when thread surface friction coefficient is 0.15 and nut bearing surface friction coefficient is 0.15.	19
2.5	Share rates of fastening force at rotational angle 24.6° ((thread surface friction coefficient, nut bearing surface friction coefficient) in the figure).	20
2.6	Share rates of fastening force on the 1st pitch and 5th pitch.	20
2.7	Relation between fastening force and tightening torque ((thread surface friction coefficient, nut bearing surface friction coefficient) in the figure).	21
2.8	Expected pressure distribution on nut bearing surface	22
2.9	Pressure distribution on nut bearing surface when thread surface friction coefficient is 0.15 and nut bearing surface friction coefficient is 0.15.	23
3.1	A test apparatus for transverse vibration proposed by Yamamoto et al.[12].	27
3.2	Bolt nut specimen used in the experiment by Yamamoto et al.[12].	28
3.3	Resolution of limit transverse displacement to avoid loosening by transverse load[13].	29
3.4	Finite element model for loosening caused by dynamic transverse load.	31
3.5	History of loosening rotation of nut during 5 cycles of transverse load.	32
3.6	Hysteresis loops of transverse displacement and transverse load.	34
3.7	Loosening angle.	35
3.8	Reduction of axial force.	35
3.9	Contact surface state during loosening process.	36
3.10	Bolt bearing surface transverse displacement.	38
3.11	Rotation angles at three points along bolt axis.	39
4.1	A photo of Super Slit Nut.	42
4.2	Finite element model of Super Slit Nut.	43
4.3	Relation between fastening force and tightening torque with experiment result.	44

4.4	Comparison of tightening torque between Super Slit Nut and hexagonal nut when friction coefficient is 0.15.	44
4.5	Thread surface contact force on the loaded surface and the other surface of Super Slit Nut.	45
4.6	Share rates of contact force on the loaded surface of Super Slit Nut at rotation angle 24.6°.	46
4.7	Share rates of contact force on the loaded surface of 1st pitch and 5th pitch of Super Slit Nut when friction coefficient is 0.15.	46
4.8	Prevailing Torque when friction coefficient is 0.15.	47
4.9	Finite element model of loosening due to dynamic transverse load using Super Slit Nut.	48
4.10	Hysteresis loop of transverse displacement and transverse load when fastening force is 10kN.	50
4.11	Loosening angle during 3 cycles.	51
4.12	1/4 finite element model for stress analysis of bolted joint using Super Slit Nut.	54
4.13	Element fining.	54
4.14	Stress and stress relation of the materials used in bolted joint.	55
4.15	Mises equivalent stress during press deformation.	58
4.16	Mises equivalent stress, 1st principal stress, and Mises equivalent plastic strain during tension loading.	60
4.17	Mises equivalent stress of nut during tensile loading.	61
4.18	1st principal stress of nut during tensile loading.	62
4.19	Mises equivalent stress of bolt during tensile loading.	63
4.20	Axial stress of bolt during tensile loading.	64
4.21	Stress at 1st root of nut during tensile loading.	66
4.22	Stress amplitude in the root of bolt thread under the condition of fatigue testing.	67
4.23	Vector plot of principal stress at the top corner of slit (black vectors are 1st principal stress, green ones are 2nd, and blue ones are 3rd).	68
5.1	Finite element model for loosening due to dynamic transverse load and static axial load.	71
5.2	Relation between external axial load and bolt axial force.	73
5.3	Relation between external axial load and contact force to movable plate.	73
5.4	Hysteresis loop in the case of steel movable plate.	75
5.5	Hysteresis loop in the case of aluminum movable plate.	75
5.6	Contact surface state during loosening process.	76
5.7	Loosening angle.	76

5.8	Maximum transverse load in the loosening process.	77
6.1	Underfloor bolted joint.	79
6.2	Finite element model for loosening of bolted joint of underfloor equipment with attachment rail.	81
6.3	Boundary condition of analysis for tightening and loosening.	81
6.4	Relation between fastening force and tightening torque.	82
6.5	Hysteresis loop in the case of transverse load according to GM/RT2100.	83
6.6	Loosening angle in the case of transverse load according to GM/RT2100.	83
6.7	Reduction of bolt axial force in the case of transverse load according to GM/RT2100.	84
6.8	Hysteresis loops when friction coefficient is 0.15 ((fastening force, axial load) in the figure).	85
6.9	Nut loosening angle during loosening process in the case of fastening force 35.1kN, axial load W	85
6.10	Transverse load required to cause loosening when friction coefficient is 0.15.	86
6.11	Transverse load required to cause loosening when axial load is $3W$	86
A.1	Interior module attached to mounting rail of car body[18].	93
A.2	Sleeve-caulking fastening method[23].	94
A.3	An analysis model of real module (\sim are fastener numbers, $()$ are x-coordinate of fastener).	98
A.4	Analysis models including mounting rail.	99
A.5	A 3200mm model with 9 fasteners (model 3).	100
A.6	Interval estimation of W to two factors.	106
B.1	Finite element model for tightening a fastener.	110
B.2	Dimension of metric thread[32].	110
B.3	Cross section of bolt thread.	113
B.4	Volume of bolt thread.	113
B.5	Volume of inner axis with bolt thread.	113
B.6	Entire volume of bolt.	113
B.7	Mesh of cylinder part of bolt.	113
B.8	Mesh of bolt thread.	113
B.9	Mesh of inner axis.	114
B.10	Entire mesh of bolt.	114
B.11	Cross section of nut thread.	115
B.12	Volume of nut thread.	115
B.13	Entire volume of nut.	115
B.14	Mesh of nut thread.	115

B.15 Mesh of outer cylinder.	115
B.16 Contact part of bolt thread and nut thread.	115
B.17 Mesh of bolted cylindrical member.	116
B.18 Contact elements.	116
B.19 Surface elements to rotate nut.	116
B.20 Finite element model for loosening caused by dynamic transverse load. . .	118
B.21 Volume of bolt thread.	120
B.22 Volume of inner axis with bolt thread.	120
B.23 Entire volume of bolt.	120
B.24 Mesh of bolt head and cylinder part.	120
B.25 Entire mesh of bolt.	120
B.26 Volume of bolt thread.	122
B.27 Volume of inner axis with bolt thread.	122
B.28 Mesh of bolt head and cylinder part.	122
B.29 Entire mesh of bolt.	122

表 目 次

2.1	Reduction of fastening force [kN] after deleting tightening torque.	24
2.2	Loosening nut rotation angle [deg.] after deleting tightening torque.	24
2.3	Tortion angle at the tip of bolt.	25
4.1	Transverse displacement for the analyses of loosening of Super Slit Nut.	49
4.2	Loosening angles [deg.] after 3 cycles	52
4.3	Contact force on the thread surfaces.	52
4.4	Analysis conditions corresponding to fatigue test of bolted joint	56
6.1	Cyclic loading condition according to GM/RT2100 in the case of axial load W = 1053.5N[17].	80
A.1	Scatter variables of input values (normal distribution).	96
A.2	Models that are assessed in this study.	100
A.3	Risks of 1600mm models.	101
A.4	Risks of a 3200mm model(model 3).	102
A.5	Two levels of two factors.	103
A.6	Contribution rate of mean and C.O.V. of the fastening force to risk.	103
A.7	Risks of model 1 including mounting rail.	104
A.8	Risks of optimized 3200mm model.	105
A.9	Settings of level values of two factors.	106
A.10	The results of risk analysis in the case of one-side loads.	107
A.11	The highest risks in the case of concentrated loads.	107

第1章 序論

1.1 研究の背景

機械・構造物を組み立てる際に使用される結合法の一つであるねじ締結は、取り付け・取り外しのしやすさや低価格なことから幅広く使用されている。ボルト・ナット締結では、ボルトに対してナットを相対回転させて締めこむことによってボルトに締結力を発生させるが、締結体に衝撃、振動、あるいは熱負荷のような動的な外力が作用すると、しばしばナットは戻り回転を開始し、そのためボルトは締結力を失い、締結体はその機能を果たさなくなる。締結部のゆるみは、機械の停止や修復のためのコストにつながるだけでなく、時には被締結物の遊離や脱落により事故につながることもある。

締結体に作用する動的な外力によって発生するゆるみに関する研究は、半世紀以上前から主に実験的手法を用いて行われてきた。初期の研究は、ボルト軸方向に作用する動的な外力によって発生するゆるみを対象としていた [1]。しかし、1960年代に Junker [2] は、ボルト軸に直角な方向の動的な外力が被締結体に作用する場合には、座面やねじ面にすべりが発生するため、ボルト軸方向に動的な外力が作用する場合に比べてゆるみが発生しやすいことを示した。それ以降、ボルト軸に直角方向の動的な外力を受ける締結体のゆるみに関する研究が広く行われてきた。近年では、座面において並進方向のすべりが発生しない場合においても微小なゆるみが発生することが示された。そのため、微小なゆるみの蓄積により軸力が低下し、大きなゆるみが発生する状態に遷移する危険性が指摘された [3][4][5]。

これまでに行われてきた動的な外力によるゆるみに関する研究より、一般的な設計指針として以下のことが示された [6]。

- 長さ/呼び径の比が大きなボルトを使用し、ボルトの弾性変形能力を増大させる。これにより、軸回りや軸直角方向の外力による座面すべりを生じにくくすることができる。
- 十分な初期締結力を発生させる。これにより、へたりによる締結量の低下を補い、接触部の微動磨耗を防ぐことができる。また、軸回りや軸直角方向の外力によるすべりや衝撃による接触圧力の瞬間的な低下を防ぐことができる。
- 締結体に軸直角方向外力ではなく軸方向外力が作用するように軸の方向を適切に設計する。また、外力の作用が小さくなるように配慮する。
- 締結体に発生するすべりを最小限に抑えるためにゆるみ止めねじ部品を使用する。しかし、これは補助手段と考えるべきで、ゆるみ止め部品の選択には注意を要する。

一方、有限要素法を用いたボルト締結体に関する研究は1970年代から盛んに行われてきたが、軸対称モデルを用いた応力解析が主であった[7][8]。しかし、非線形解析技術の発達や計算機性能の向上に伴い、従来、実験的に検討が行われてきたボルト締結体のゆるみに関しても、近年では三次元有限要素解析による検討が行われている[5]。それにより、締結体に動的な外力が作用した際の詳細な挙動を定量的に把握することができ、ゆるみのメカニズムをより深く理解することが可能となると考えられる。また、ゆるみ防止機能を有するとしてこれまで用いられてきたフランジ付き六角ナットやナイロンリング入りナット、あるいは現在でもゆるみ防止機能の有無について意見の分かれる座金のような、ゆるみ止めねじ部品の性能についても検証を行うことができ、それらを使用する際の選択基準を提供することが期待される。

1.2 本研究の目的

本研究では、十分な理解がなされていないゆるみのメカニズムを解明する。これまで実験による手法が主であったゆるみの研究において三次元有限要素解析を導入し、ボルト締結体の締付け時、および外力作用下における締結体の挙動に定量的に明らかにする。また、三次元有限要素解析を活用した本手法を実構造に適用し、ゆるみ挙動評価を実施する。1つ目の対象はゆるみ止め機能を有するナットとして大喜工業(株)において開発されたスーパースリットナットである。1種六角ナットと比較した場合のスーパースリットナットのゆるみ止め性能を実証する。2つ目の対象は鉄道車両の床下艤装品締結部である。複雑な形状の被締結体に複数の外力が同時に作用した場合の挙動を明らかにする。

1.3 本論文の構成

第1章では、ねじ締結体のゆるみに関する研究の動向と現在の課題について述べ、本研究の目的を示した。

第2章では、円筒型被締結物を有するボルト締結体の締付けに関する有限要素解析手法について述べ、広く使用されている締結力と締付けトルクの関係式との比較を行う。

第3章では、被締結物に軸直角方向外力が作用する場合のボルト締結体のゆるみに関する有限要素解析手法について述べ、これまでに行われた実験結果との比較を行う。

第4章では、第2章、第3章で示した手法を応用して、ゆるみ防止機能を有するプリベリングトルク形戻り止め鋼製ナットとして大喜工業(株)において開発されたスーパースリットナットを使用した締結体のゆるみ挙動を解析し、ゆるみ止め性能が発揮されることを示す。

第5章では、複数の外力が作用する場合のゆるみ挙動の評価として、被締結体に軸方向一定外力が作用した状態で軸直角方向外力が作用する場合のゆるみ挙動の評価を行い、静的な軸方向外力がゆるみに及ぼす影響を明らかにする。

第6章では、第5章で扱った荷重状態にある構造物として、鉄道車両の床下艤装品締結

部を扱い、ゆるみ挙動の評価を行う。

第7章において、本研究のまとめを行う。

付録Aでは、鉄道車両の床下艤装品締結部の破損リスク評価について概要を述べる。

付録Bでは、第2章、第3章で使用する有限要素解析モデルの詳細を述べる。

第2章 円筒形被締結物を有するボルト締結体の締付け

2.1 緒言

ボルト・ナット締結では、通常トルクレンチを使用してボルトに対してナットを相対回転させることによってボルトに締結力を発生させる。このような締結法は「トルク法」と呼ばれ、締結力によってボルト軸部を降伏させない弾性域締付けにおいて、一般的に使用されている方法である。弾性域締付けにおいて発生するボルト軸力と締付けトルクの関係は、締付けトルクと軸力によって発生する摩擦力の釣り合いから導くことができ、その関係式は実際の設計において広く活用されている [10]。しかし、この関係式においては接触力を一様と仮定する等、多くの仮定が含まれていることから、あらゆる締結体に対してボルト軸力と締付けトルクの間関係を精度良く予測することは難しいと思われる。

それに対して、有限要素解析により締付け時の挙動を予測する研究が行われている。田中ら [7] や福岡ら [8] は、軸対称モデルにおいてねじ山接触面に働く力の関係にのみリード角を考慮する解析手法を開発し、円筒形の被締結物を有する締結体を対象として締付け時の応力解析を行った。しかし、このような手法でもなお三次元的な形状を有する被締結物やナット等のねじ部品を扱うには不十分であるといえる。

そこで本研究では、三次元有限要素解析を用いて締結体の締付け時の挙動を予測する。対象として、円筒形の被締結物を一組のボルト・ナットで締付ける場合を扱い、解析結果を一般的に使用されているボルト軸力と締付けトルクの関係式と比較する。三次元モデルを用いることにより計算コストが増大するという欠点がある。そのため、本研究で扱うモデルにおいては、ねじ谷底の丸みを考慮していない。したがって、ねじ部に発生する応力を扱うことはできない。しかし、ボルト軸力と締付けトルクの関係や、ねじ谷底に発生する応力と大きな関係があるねじ山負担荷重といった基礎的な量を評価することは可能である。三次元モデルの利点を活かした、三次元形状を有するナットや被締結物を対象とした解析は第4章以降で扱う。

本章の構成を以下に示す。

- 緒言
- ボルト軸力と締付けトルクの関係式
- 有限要素解析手法

- 解析結果
- 考察
- 結言

2.2 ボルト軸力と締付けトルクの関係式 [11]

2.2.1 斜面の原理

トルクレンチを使用してボルトに対してナットを相対回転させてナットを締付けるとき、ボルトに発生する軸力と締付けトルクの関係は、斜面を上り下りする物体に作用する力の関係を考えることから導くことができる。このときの力のつりあいの関係を「斜面の原理」という。

Fig.2.1 は、重さ F の物体を傾斜角 β の斜面を上る方向に移動させる場合である。このときに必要とされる物体を水平に押す力 U は、

$$U = F \tan(\beta + \rho) \quad (2.1)$$

と表せる。また、斜面を下る方向に移動させる場合に必要とされる荷物を水平に押す力 U は、

$$U = F \tan(-\beta + \rho) \quad (2.2)$$

と表せる。ここで、 ρ は摩擦角で、物体と斜面の間の摩擦係数を μ 、最大静止摩擦力を M 、斜面からの垂直反力を N とすると、

$$\tan \rho = \mu = M/N \quad (2.3)$$

という関係がある。

次に、物体の移動が斜面の最大の傾斜方向と一致しない場合を考える。物体の移動方向の傾斜角を β 、移動方向に垂直な傾斜角を α^0 とする。また、角 β を有する斜面に垂直な方向から見た場合に物体の移動方向に垂直な断面 XX' において示されている傾斜角を α^0 とする。このとき、物体を斜面を上る方向に移動させる場合に必要とされる水平力 U は、

$$U = F \tan(-\beta + \rho^0) \quad (2.4)$$

と表せる。ここで、相当摩擦角 ρ^0 は、

$$\tan \rho^0 = \tan \rho / \cos \alpha^0 \quad (2.5)$$

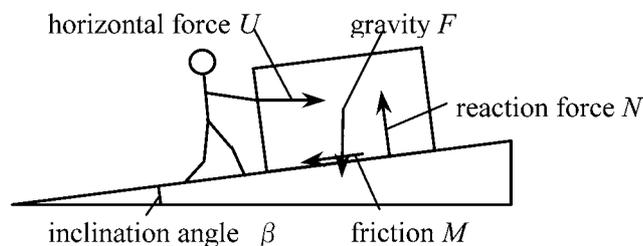


Fig. 2.1: Balance of forces in the case of lifting an object.

$$\tan \alpha^0 = \tan \alpha \cos \beta \quad (2.6)$$

という関係から求めることができる。

次に、上述した関係式における β をねじのリード角、 α をねじのフランク角と考えて、ボルトに発生する軸力と締付けトルクとの関係を導く。

2.2.2 ボルト軸力と締付けトルクとの関係

Fig.2.2 に、回り止めしたボルトに被締結物を通し、ナットを締め付けた直後の状態を示す。ボルトに発生した軸力を F_s 、軸力 F_s を発生させるのに要した締付けトルクを T_f とすると、 T_f は締付けの際にボルト軸部に発生する軸トルク T_s とナット座面における摩擦トルク T_m に分解される。

摩擦トルクは、ナット座面における摩擦係数を μ_w 、ナット座面の接触部における摩擦トルクの等価直径を D_v とおくと、

$$T_m = \mu_w F_s \frac{D_v}{2} \quad (2.7)$$

と表せる。ここで、ナット座面における面圧が一様に分布するものと仮定すると、ナット座面直径を d_w 、ボルト穴径を d_h とおいて、 D_v は次式で求められる。

$$D_v = \frac{2 d_w^3 - d_h^3}{3 d_w^2 - d_h^2} \quad (2.8)$$

軸トルクを求めるためには、Fig.2.1 に示した斜面をめねじの負荷ねじ面に、重さ F の物体を軸力 F_s を発生してめねじに接触しているおねじに置き換えて考える。このとき、斜面を上るのに要する水平力 U がおねじの接線方向に作用するため、軸トルク T_s を発生させる。水平力 U がねじの有効径 d_p の位置に作用すると仮定すると、軸トルク T_s は、

$$T_s = U \frac{d_p}{2}$$

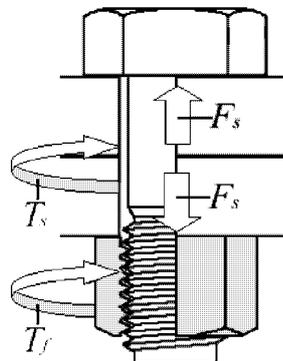


Fig. 2.2: Developed force and torque just after tightening nut.

$$= F_s \tan(\beta_p + \rho^0) \frac{d_p}{2} \quad (2.9)$$

と表せる．ここで， β_p は有効径位置におけるリード角で，ねじのピッチを P とすると，

$$\tan \beta_p = \frac{P}{\pi d_p} \quad (2.10)$$

である．また， $\tan \beta_p \ll 1$ ， $\tan \rho^0 \ll 1$ の場合には

$$\tan(\beta_p + \rho^0) = \tan \beta_p + \tan \rho^0 \quad (2.11)$$

と近似できる．さらに，ねじ山半角 α とリード角 β_p を (2.6) 式に代入して α^0 を求め，(2.3) 式において摩擦係数をねじ面摩擦係数 μ_s とおいて (2.5) 式に代入すれば， $\tan \rho^0$ を求めることができる．しかし，通常はねじの一般的な寸法を用いて，

$$\tan \rho^0 = 1.155 \mu_s \quad (2.12)$$

と近似される．そして，以上の $\tan \beta_p$ と $\tan \rho^0$ を用いると，軸トルク T_s は，

$$T_s = F_s \tan \left\{ \frac{P}{\pi d_p} + 1.155 \mu_s \right\} \frac{d_p}{2} \quad (2.13)$$

と近似され，締付けトルクは，

$$T_f = \frac{1}{2} F_s \left\{ \frac{P}{\pi d_p} + 1.155 \mu_s \frac{d_p}{2} + D_v \mu_w \right\} \quad (2.14)$$

で与えられる．

また，ナットを緩めるために要する戻しトルク T_l の値は， β_p の符号を-にして計算を進めることによって得られる．すなわち，

$$T_f = \frac{1}{2} F_s \left\{ -\frac{P}{\pi d_p} + 1.155 \mu_s \frac{d_p}{2} + D_v \mu_w \right\} \quad (2.15)$$

として求めることができる．

2.3 有限要素解析手法

メートル並目ねじ M16 のボルトに内径 18mm，外径 50mm，厚さ 35mm の円筒形の被締結物を通し，ナットで締め付ける有限要素解析を行う．有限要素モデルを Fig.2.3 に示す．有限要素モデルの詳細は付録 B において説明し，ここでは概要を示すこととする．おねじ，めねじのねじ山数はそれぞれ 10 ピッチ，5 ピッチであり，ボルトはナットから 3 ピッチ分突き出している．ねじ山寸法は 6G/6h の公差域の中央とする．ただし，モデルの簡略化のため，ねじ谷底の丸みは考慮していない．ナットは，二面幅を直径とする丸ナットとしてモデル化する．要素はすべて二次要素を使用し，ねじ山および被締結物は六面体要素，その他の部分は四面体要素とする．接触要素は，ねじ山接触面，ボルト座面，ナット座面に設定する．

ナットの締め付けは，ナット側面に強制変位を与えることにより行う．変位量は，ねじ面が接触した状態から周方向に 5mm 与え，その後除荷する．締め付け時の回り止めのために，ボルト頭側面を全自由度拘束し，ボルト座面を固着とする．材料値はボルト，ナット，被締結物すべてについて，ヤング率 205GPa，ポアソン比 0.3 とする．接触面における摩擦係数は，ねじ山接触面およびナット座面に対して，それぞれ独立に 0.10，0.15，0.20 を設定する．

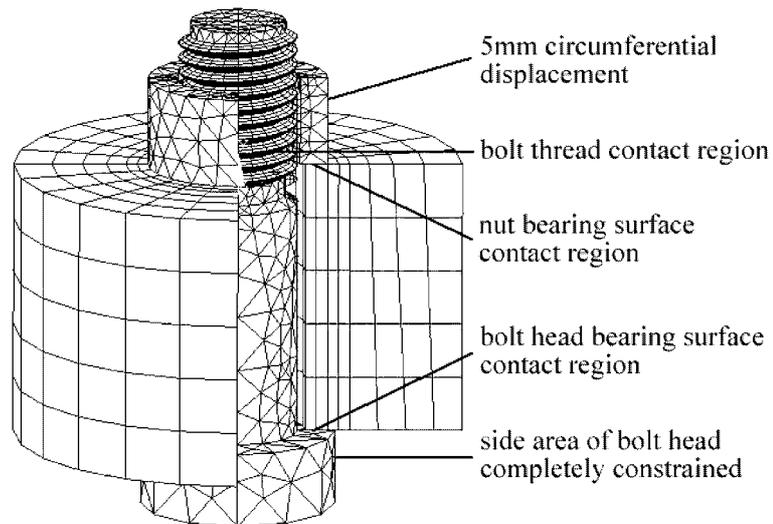


Fig. 2.3: Finite element model for tightening a fastener (1/4 of nut and fastened plate are removed in this figure).

2.4 解析結果

2.4.1 ナットの締付けによる軸力の発生

ねじ面摩擦係数 0.15，ナット座面摩擦係数 0.15 の場合の，ナット締付け時の軸方向応力 (σ_y) を Fig.2.4 に示す．ナットを締付けていくにしたがって，ボルト頭首下部やねじ部から応力値が上昇していくことが分かる．しかし，除荷すると，応力値はわずかに下降する．

2.4.2 ねじ山荷重分担率

ボルトに発生する締結力は接触しているねじ山で負担されるが，一般に，ナット座面に近いねじ山ほど大きな荷重を負担することが知られている．ここでは，ナット座面側から 1 ピッチずつ，第 1 ピッチ，第 2 ピッチ，と区切って，締結力に対する各ピッチの分担荷重の比を荷重分担率として示す．周方向強制変位 5mm (回転角 24.6°) 与えたときのねじ山荷重分担率を Fig.2.5 に示す．これより，ナット座面摩擦係数が小さいほど，ねじ面摩擦係数が大きいほど，第 1 ピッチの荷重分担率は大きいことが分かるが，摩擦係数の変化に伴う荷重分担率の変化は概して小さい．また，ねじ面摩擦係数 0.15，ナット座面摩擦係数 0.15 の場合の荷重分担率の変化を Fig.2.6 に示す．これより，ナットの回転が進み締結量が増大するほど，わずかではあるが第 1 ピッチの荷重分担率は大きく，第 5 ピッチの荷重分担率は小さくなる．しかし，除荷により荷重分担率の差は小さくなることが分かる．

2.4.3 締結力と締付けトルクの関係

発生する締結力と締付けトルクの間係を Fig.2.7 に示す．締付けトルクはナット外周に与えた強制変位の反力より求めた．また，同時に (2.14) 式の関係も示す．これより，(2.14) 式の関係と比較して，解析結果は締結力 60kN までの範囲で締付けトルクが小さく，非線形性を示すことが分かる．また，非線形性は摩擦係数が大きいほど顕著である．

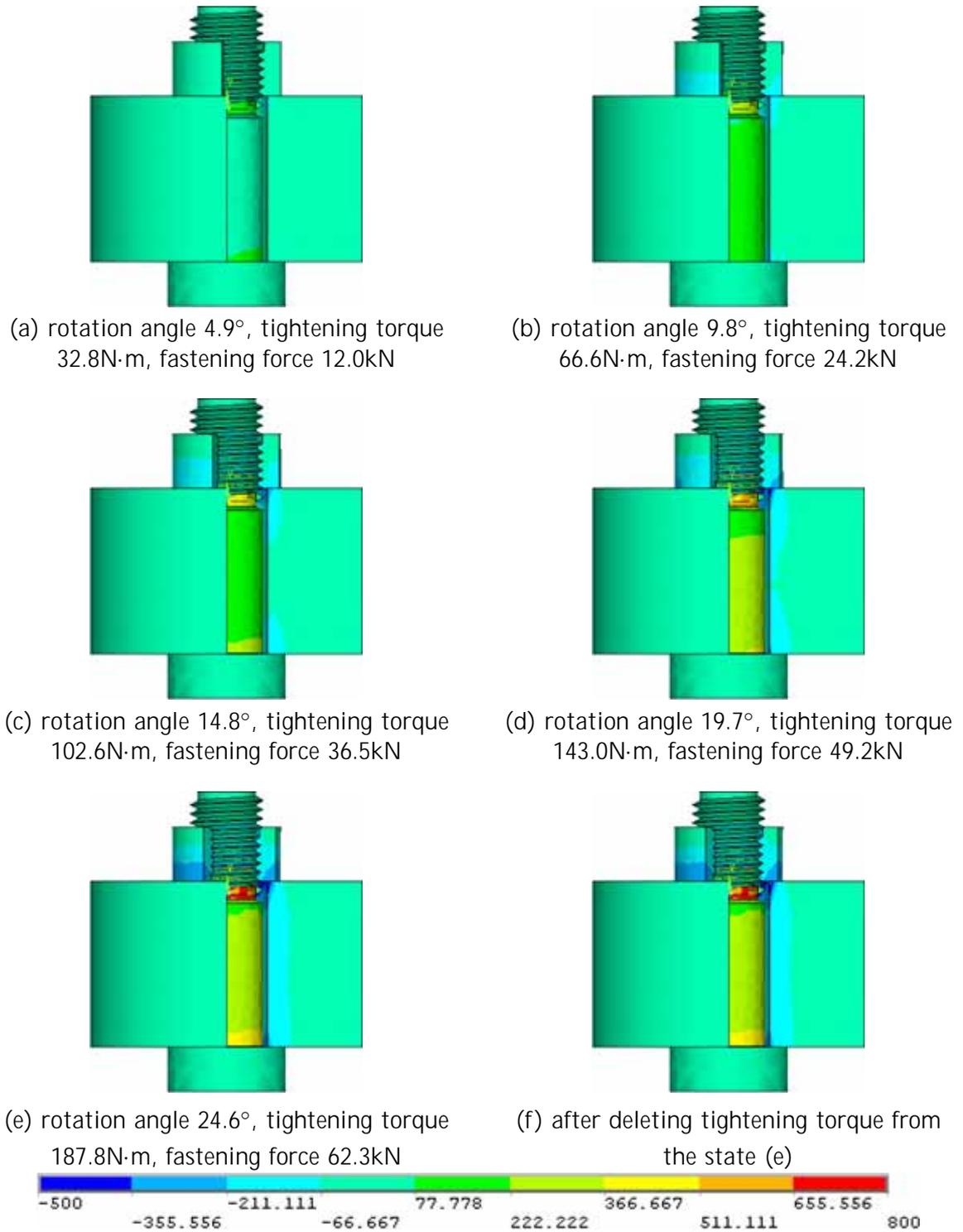
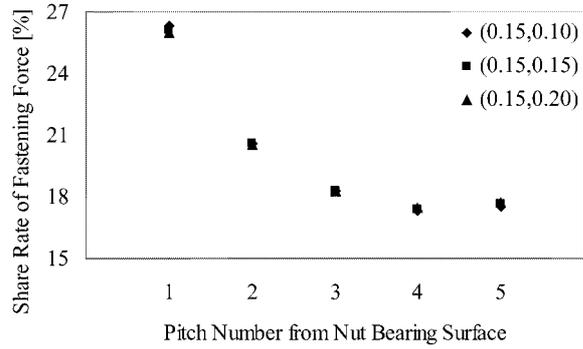
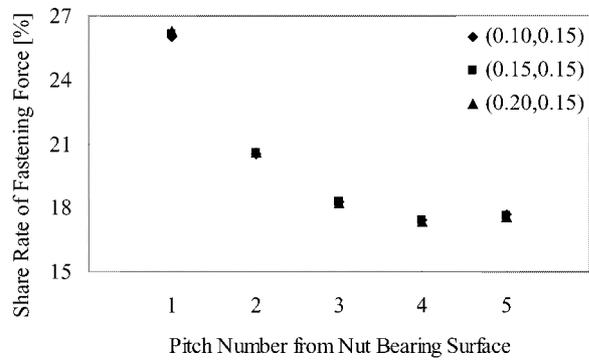


Fig. 2.4: Axial stress by tightening nut when thread surface friction coefficient is 0.15 and nut bearing surface friction coefficient is 0.15.



(a) the case of thread surface friction coefficient 0.15.



(b) the case of nut bearing surface friction coefficient 0.15.

Fig. 2.5: Share rates of fastening force at rotational angle 24.6° ((thread surface friction coefficient, nut bearing surface friction coefficient) in the figure).

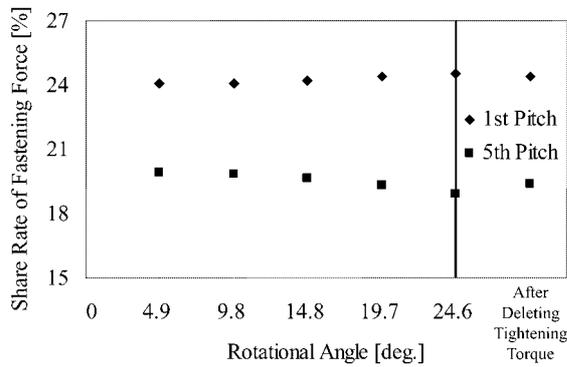
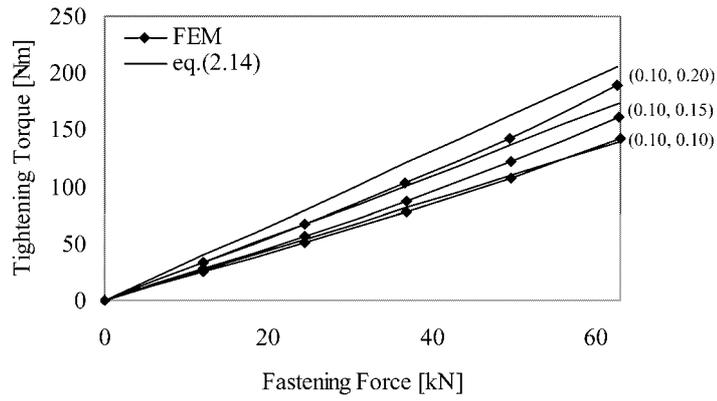
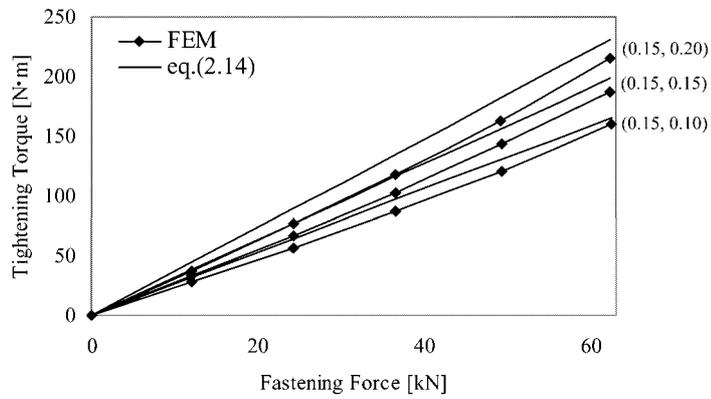


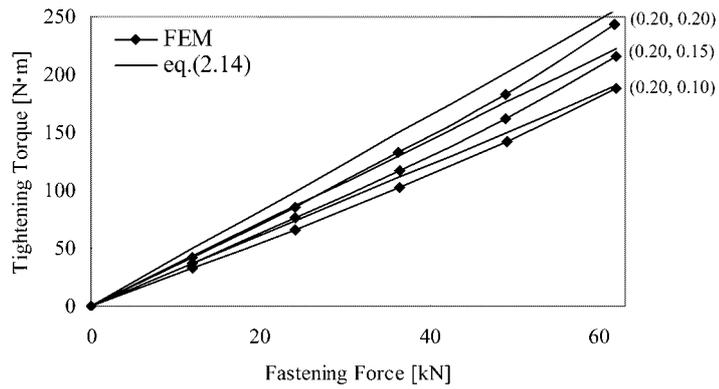
Fig. 2.6: Share rates of fastening force on the 1st pitch and 5th pitch.



(a) the case of thread surface friction coefficient 0.10



(b) the case of thread surface friction coefficient 0.15



(c) the case of thread surface friction coefficient 0.20

Fig. 2.7: Relation between fastening force and tightening torque ((thread surface friction coefficient, nut bearing surface friction coefficient) in the figure).

2.5 考察

2.5.1 締結力と締付けトルクの非線形性

有限要素解析により得られた締結力と締付けトルクの関係に非線形性が生じ、(2.14)式との間に差異が見られた原因は、主に接触面の圧力分布にあると考えられる。特にここではナット座面の圧力分布について考える。

(2.14)式では、ナット座面の圧力分布は一様であると仮定して摩擦トルクの等価直径を設定した。しかし、Fig.2.8に示すように、ナットの内側部分に存在するめねじが軸力を受けるため、座面において内径側の方が接触圧力は大きいと考えられる。ねじ面摩擦係数0.15、ナット座面摩擦係数0.15の場合の、座面の圧力分布の変化をFig.2.9に示す。これより、ナット座面の最大圧力発生位置は直径約19mmの位置であることが分かる。それに対し、(2.14)式における摩擦トルクの等価直径は21.1mmと計算される。また、ナットねじ面における接触力の半径方向成分、およびナット座面の圧縮により、ナット径は膨張することが知られている。本解析においては、ナット外周に周方向変位を5mm（回転角 24.6° ）与えたとき、ナット座面外径は12.00mmから12.02mmへとわずかではあるが膨張していることが分かった。そのため、最大圧力発生位置もまた径方向に広がっていくといえる。以上のことから、締結力が小さい状態では有限要素解析における締付けトルクは(2.14)式に比べて小さく、締結力と締付けトルクの関係に非線形性が生じるものと考えられる。

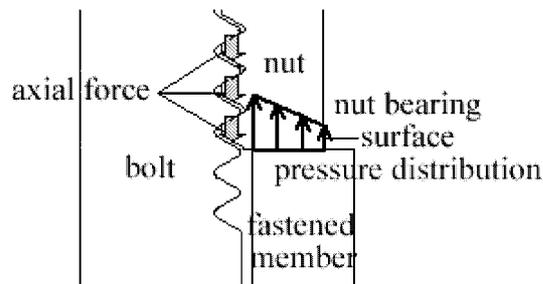


Fig. 2.8: Expected pressure distribution on nut bearing surface .

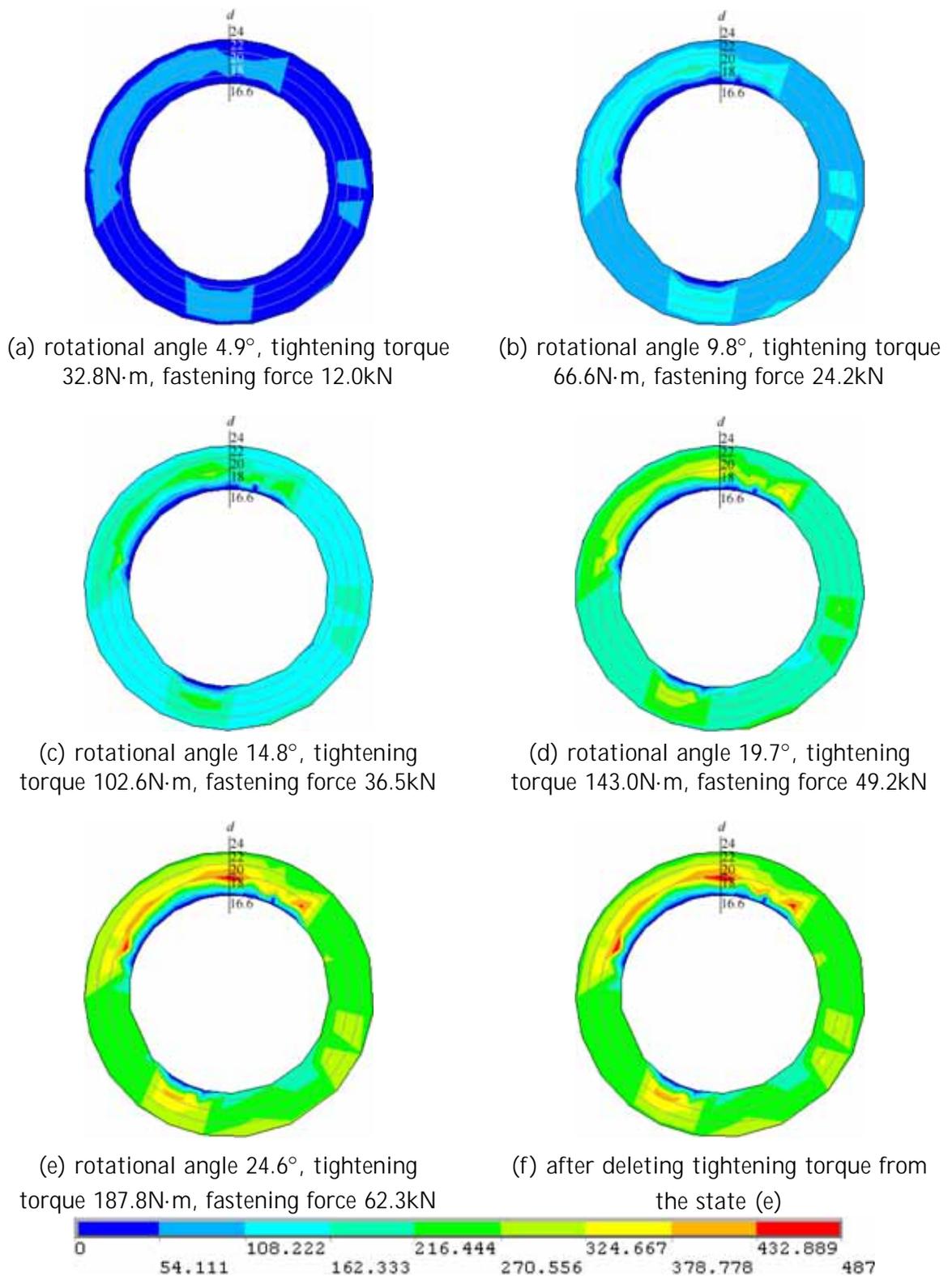


Fig. 2.9: Pressure distribution on nut bearing surface when thread surface friction coefficient is 0.15 and nut bearing surface friction coefficient is 0.15.

2.5.2 締付けトルク除荷後の挙動

Fig.2.4 より，除荷後には締結力にわずかな減少が見られることが分かった．Table 2.1 に除荷による締結力減少量を示す．これより，摩擦係数が小さいほど軸力減少量は大きいことが分かるが，特にナット座面の摩擦係数の影響が大きい．除荷することにより，締付け時に発生したボルトのねじれが解放されることに伴い，ナットも戻り回転するものと思われる．Table 2.2 に，除荷後に発生するナットの戻り回転角を示す．除荷前の回転角は 24.58° である．これより，ねじ面摩擦係数 \geq ナット座面摩擦係数の場合にナットの戻り回転角が大きくなることが分かる．Table 2.3 に，除荷直前と除荷後のボルト先端におけるねじれ角を示す．これより，締付け時にはねじ面の摩擦係数がボルト軸のねじれに影響を及ぼすことが分かる．そして除荷時には，ねじ面摩擦係数 \geq ナット座面摩擦係数の場合にボルトのねじれの解放が大きい．

Table 2.1: Reduction of fastening force [kN] after deleting tightening torque.

		Nut Bearing Surface Friction Coefficient		
		0.10	0.15	0.20
Thread Surface	0.10	0.33	0.19	0.17
Friction Coefficient	0.15	0.38	0.20	0.13
	0.20	0.35	0.25	0.16

Table 2.2: Loosening nut rotation angle [deg.] after deleting tightening torque.

		Nut Bearing Surface Friction Coefficient		
		0.10	0.15	0.20
Thread Surface	0.10	0.08	0.06	0.06
Friction Coefficient	0.15	0.18	0.10	0.08
	0.20	0.33	0.17	0.10

Table 2.3: Tortion angle at the tip of bolt.

(a) at rotation angle 24.6°

		Nut Bearing Surface Friction Coefficient		
		0.10	0.15	0.20
Thread Surface	0.10	0.42	0.43	0.43
Friction Coefficient	0.15	0.58	0.58	0.58
	0.20	0.74	0.74	0.73

(b) after deleting tightening torque

		Nut Bearing Surface Friction Coefficient		
		0.10	0.15	0.20
Thread Surface	0.10	0.31	0.32	0.32
Friction Coefficient	0.15	0.36	0.45	0.46
	0.20	0.37	0.52	0.58

2.6 結言

三次元有限要素解析により，ボルト締結体の締付けの際の挙動を明らかにした．以下に本章の結論を示す．

(1) ボルト，ナット，円筒形被締結物で構成される締結体において，ナットの周方向に強制変位を与えることによりナットを締め付け，発生する締結力と締め付けトルクの関係を示した．本解析では，接触面圧力分布や締結体の弾性変形を考慮して解析を実施した結果，締結力と締め付けトルクの関係に非線形性が見られ，これまで使用されてきた関係式よりも締め付けトルクの値は小さく評価された．

(2) 締め付けトルクを除荷した後，ボルトのねじれの解放に伴いナットはわずかに戻り回転を起こし，締結力が低下することを示した．締結力の低下量はナット座面の摩擦係数が小さいほど大きいことが明らかとなったが，ナット座面の摩擦係数が0.10の場合でも締結力の低下量は0.6%程度であった．

以上のように，ボルト締結体の締め付け時の挙動を高精度に予測することが可能となった．

第3章 軸直角方向外力によるボルト締結体のゆるみ

3.1 緒言

本章では，軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみに関して三次元有限要素解析を実施し，山本らにより行われたの実験結果との比較 [12]，従来提案された往復すべりによるゆるみが発生しない最大限界のすべり幅 S_{cr} [13] の比較，およびゆるみ開始点の同定を行う．本章の構成を以下に示す．

- 緒言
- 山本らによる実験
- 往復すべりによるゆるみが発生しない最大限界のすべり幅 S_{cr}
- 有限要素解析手法
- 解析結果
- 考察
- 結言

3.2 山本らによる実験 [12]

山本らは軸直角方向外力によるゆるみに関する研究の中で、ゆるみ試験機を製作して実験を行った。彼らは約 1/3Hz の軸直角方向振動作用時におけるボルト軸力、ナット回転角、ボルト軸部の弾性ねじれに起因する軸トルクの変化を測定し、ゆるみの進行の様子を示した。彼らのように振動 1 周期内における締結体の挙動を詳細に観察した例は稀であり、貴重な結果を残したといえる。また低い振動数での実験であるため振動における加速度の影響も小さいことから有限要素法を用いて静的な解析を行う対象として適切なものであると思われる。そこで本章では山本らによる実験で使用された締結体を対象として三次元有限要素法によるゆるみ挙動の解析を行い、彼らの実験との比較を行う。

3.2.1 実験装置

Fig.3.1 に山本らのゆるみ実験装置を示す。軸直角方向外力によるゆるみの研究の際にしばしば使用される、可動板と固定板の間に鋼球を挟んだ被締結体に軸直角方向振動を作用させる試験機である。鋼球を挟むことにより、摩擦を軽減させ焼付きを防ぐ。可動板の下側は並進力測定用ロードセルを経て偏心軸に連結され、その回転により上下に振動変位される。可動板の左側は 2 本の平行リンク機構を介して固定板に支持される。これにより、振動に回転成分が含まれることを防いでいる。可動板の変位は、その上部に設けた差動変圧器式変位計のピックアップで検出する。ボルト軸力および軸トルクは固定板に取り付けられたロードセルにより測定される。ナットの戻り回転は、ナットにかぶせたキャップの回転をフレキシブルシャフトを経てポテンシオメータで測定する。

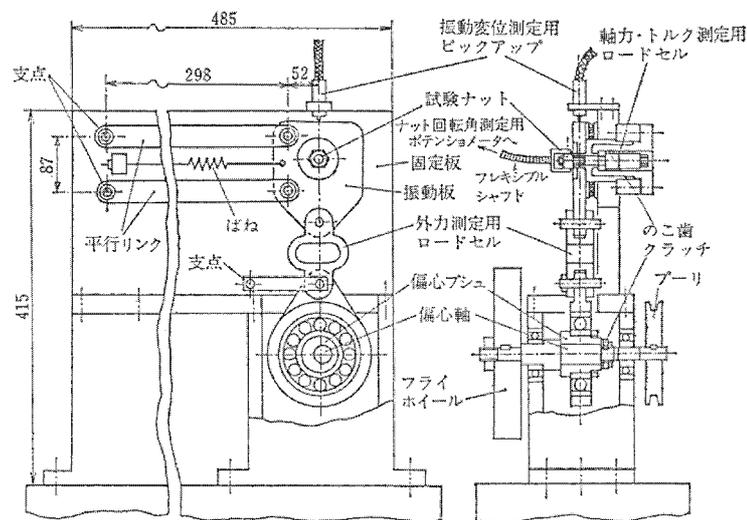


Fig. 3.1: A test apparatus for transverse vibration proposed by Yamamoto et al.[12].

3.2.2 実験条件

Fig.3.2 に実験に使用されたボルト・ナットの寸法を示す．ナットは六角の角の影響を避けるために，面取り側を座面として使用する．ボルトおよびナットはトリクレンで洗浄乾燥させた後，潤滑剤としてスピンドル油を塗布した．実験により，この条件における摩擦係数は0.17 と測定された．締付け軸力は 9.8kN，振動の全振幅は 0.9mm，プーリーの駆動は毎分約 20 サイクルの手回しで行った．

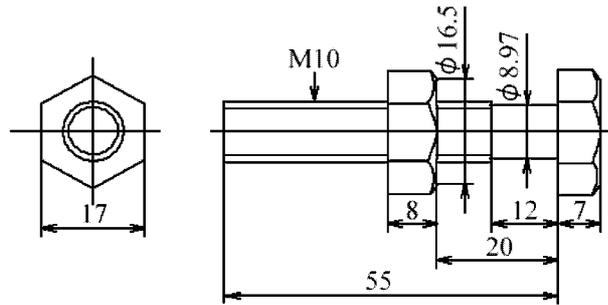
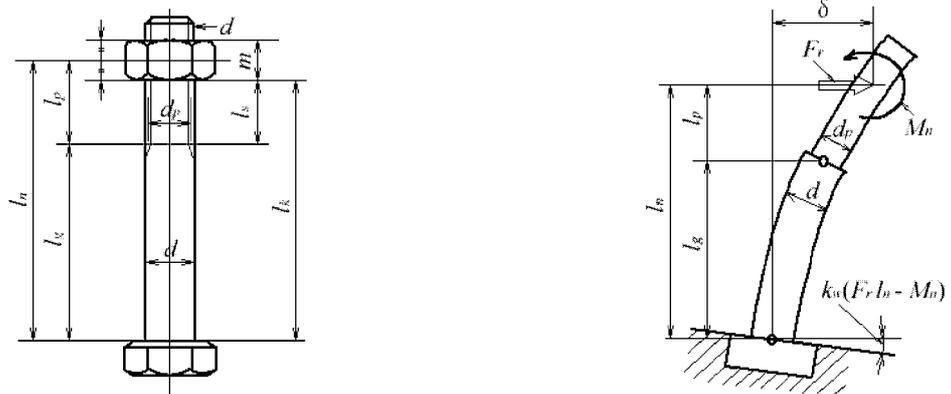


Fig. 3.2: Bolt nut specimen used in the experiment by Yamamoto et al.[12].

3.3 往復すべりによるゆるみが発生しない最大限界のすべり幅 S_{cr}

3.3.1 山本らの評価式 [13]



(a) dimension symbol of bolted joint using nut

(b) deflection by transverse load

Fig. 3.3: Resolution of limit transverse displacement to avoid loosening by transeverse load[13].

山本らは、軸直角方向外力を受ける締結体において座面と可動板の間で並進方向の相対すべりが発生したときにゆるみが発生すると考え、座面において相対すべりが発生する限界の可動板並進量 S_{cr} を求める評価式を提案した。以下に山本らの評価式の導出を示す

Fig.3.3 に対象とするボルト・ナットを示す。可動板はナット座面と接しているものとする。締結力 F_s で締結された締結体に軸直角方向外力が作用すると、はめあいねじ部には軸直角方向荷重 F_r および反力モーメント M_n が作用する。ここで、ボルトをはりとみなすと、軸直角方向荷重 F_r および反力モーメント M_n による、荷重作用点におけるボルト軸のたわみを計算することができる。また、ボルト座面は完全には固定されておらず、付け根の曲げモーメントに比例して傾くものとする。軸直角方向荷重 F_r によるボルト軸のたわみ δ_{aF} は次式で表される。

$$\delta_{aF} = F_r \left[\frac{\mu}{3EI_g} l_g^3 + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p l_n}{EI_g} \right] \quad (3.1)$$

ただし、 E はボルト材のヤング率、 I_g はボルト円筒部の断面二次モーメント、 I_p はねじ部の断面二次モーメントである。次に、反力モーメント M_n によるボルト軸のたわみ δ_{aM} は次式で表される。

$$\delta_{aM} = -M_n \left[\frac{\mu}{2EI_g} l_g^2 + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} \right] \quad (3.2)$$

さらに，ボルト付け根の曲げモーメントによるボルト座面の傾斜角 θ が次式で表されると仮定する．

$$\theta = k_w(F_r l_n - M_n) \quad (3.3)$$

ここで， k_w は比例定数であり，ボルト頭の傾きやすさを示すものである（以後， k_w をボルト頭の傾き係数と呼ぶ）．すると，ボルト付け根の曲げモーメントによる，作用点での変位量 $\delta_{a\theta}$ は次式で表される．

$$\delta_{a\theta} = k_w(F_r l_n^2 - M_n l_n) \quad (3.4)$$

以上より，はめあいねじ部の荷重作用点における変位量 δ は以下のように求められる．

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_{aF} + \delta_{aM} + \delta_{a\theta} \\ &= F_r \left\{ \frac{l_g^3}{3EI_g} + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p l_n}{EI_g} + k_w l_n^2 \right\} - M_n \left\{ \frac{l_g^2}{2EI_g} + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} + k_w l_n \right\} \end{aligned} \quad (3.5)$$

また，はめあいねじ部に生ずる反力モーメント M_n は，近似的に次式で与えられる．

$$M_n = \frac{m}{4} \frac{\mu_s F_s}{\cos^2 \alpha} \quad (3.6)$$

ナット座面における摩擦係数を μ_w としたとき，軸直角方向荷重 F_r が

$$F_r = \mu_w F_s \quad (3.7)$$

に達したとき，ナット座面において相対すべりが発生するものと考えと，往復すべりによるゆるみが発生しない最大限界のすべり幅 S_{cr} は次式で与えられる．

$$\begin{aligned} S_{cr} &= 2\delta \\ &= 2F_s \left\{ \mu_w \left[\frac{l_g^3}{3EI_g} + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p l_n}{EI_g} + k_w l_n^2 \right] - \frac{m}{4} \frac{\mu_s}{\cos^2 \alpha} \left[\frac{l_g^2}{2EI_g} + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} + k_w l_n \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.8)$$

3.3.2 ボルト頭の傾き係数 k_w

山本らは M10 ボルトの回転ゆるみ試験により， $1.61 \times 10^{-4} (\text{kN}\cdot\text{mm})^{-1}$ のボルト傾き係数 k_w を得た．しかし，あらゆるボルト寸法に対して適用できるかどうかは明らかにされていない．それに対して中村ら [14] は，3 種類のボルト寸法，および 3 種類の被締結物材に対して有限要素解析を行い，以下のように定式化した．

$$k_w = 0.168 \frac{\mu_1}{d} \quad (3.9)$$

そこで本研究では，中村らが提案した上式を用いることにする．

3.4 有限要素解析手法

山本らの実験に対応する有限要素解析モデルを Fig.3.4 に示す．対象はメートル並目ねじ M10 であり，ボルト穴径は 3 級 ($\phi 12$) とする．おねじ，めねじのねじ山数はそれぞれ 15 ピッチ，4 ピッチであり，ボルトはナットから 6.5 ピッチ分突き出している．ただし，モデルの簡略化のため，ねじ谷底の丸みは考慮していない．ナットは，二面幅を直径とする丸ナットとしてモデル化する．実験において可動板と固定板の間の摩擦は無視できると考えられるため，解析モデルにおいては可動板のみをモデル化し，可動板の下面を軸方向拘束する．要素は，すべて二次要素を使用する．また，おねじの内側およびめねじの外側に四面体要素を使用し，その他の部分には六面体要素を使用する．接触要素は，ねじ山接触面，ボルト座面，ボルト軸側面-ボルト穴内面に設定する．

初期締結力の発生は，前章で示したようにボルトを締め付けて発生させることも可能である．しかし，計算時間の短縮のため，ここでは軸部をわずかに短く作成して初期干渉させることにより初期締結力を発生させ，約 9.8kN とする．軸直角方向外力として，可動板の端面に 0.3mm の強制変位を与える．ここでは 5 周期にわたり解析を実施する．材料定数は，ボルト，ナット，可動板すべてについて，ヤング率 205GPa，ポアソン比 0.3 とし，すべての接触面について摩擦係数 0.17 とする．

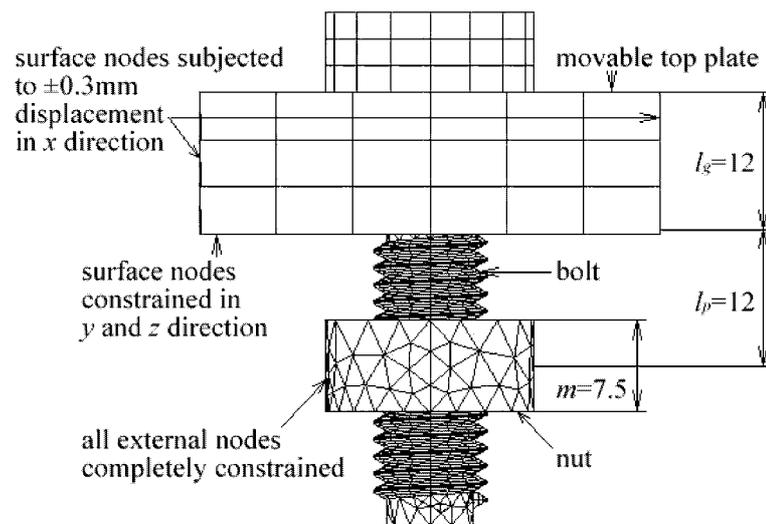


Fig. 3.4: Finite element model for loosening caused by dynamic transverse load.

3.5 解析結果

ボルトのゆるみ回転の様子を示すために、Fig.3.5 に振動方向（x方向）変位のコンター図を、振動1周期ごとに示す。これより、振動が進むにつれて、ボルト頭の手前側は+x方向（右方向）に変位し、奥側は-x方向（左方向）に変位していることが分かる。すなわち、ボルトはゆるみ方向である左回転をしている。

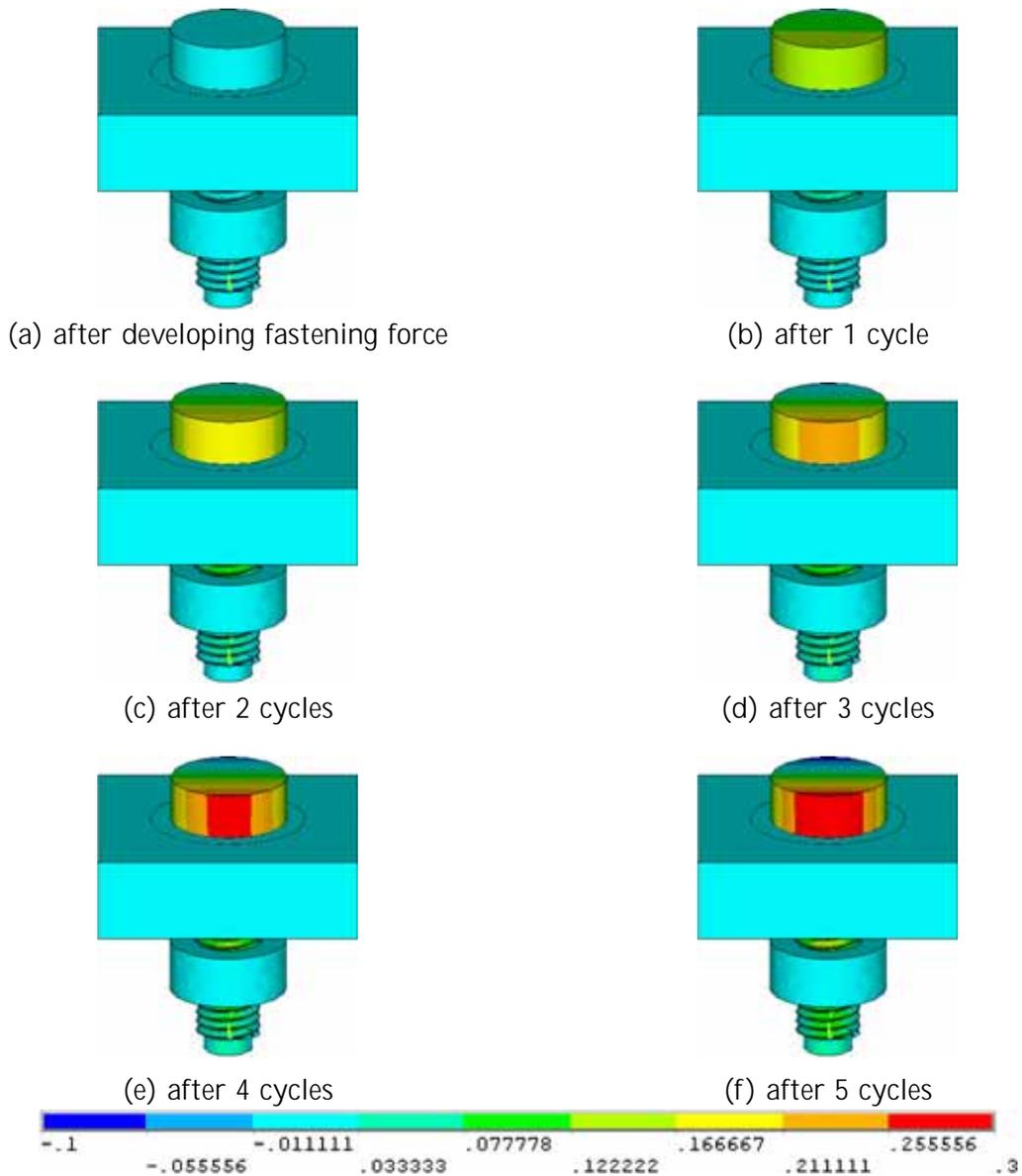


Fig. 3.5: History of loosening rotation of nut during 5 cycles of transverse load.

次に、軸直角方向外力が作用する締結体の挙動を特徴づける諸量を示す。可動板並進変位と可動板に作用する並進力の関係、可動板並進変位とボルトのゆるみ角の関係、および可動板並進変位と軸力の関係をそれぞれ Fig.3.6, Fig.3.7, Fig.3.8 に示す。比較のために、山本らによる実験結果を本解析結果に並べて示す。ゆるみ角と軸力の実験結果は、絶対量ではなく変化量を示す。まず、Fig.3.6 において、曲線は、勾配部 (OA 間, BC 間, DE 間) と平坦部 (CD 間, EB 間) から成り、さらに勾配部は急勾配部 (OO' 間, BB' 間, DD' 間) と緩勾配部 (O'A 間, B'C 間, D'E 間) に分けられる。これらの3つの領域において発生する現象を、Fig.3.9 に示すねじ面およびナット座面における接触状態を用いて以下に説明する。

- 急勾配部 (OO' 間, BB' 間, DD' 間)

Fig.3.9 の OO' 間, BB' 間の状態より、ボルト座面およびねじ面の一部が固着していることが分かる。そのため、接触面で回転方向あるいは並進方向のすべりは生じず、可動板の並進に伴ってボルトに曲げを生じるのみである。

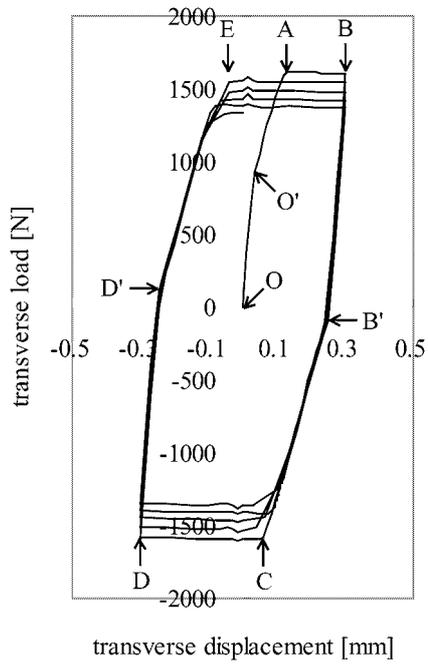
- 緩勾配部 (O'A 間, B'C 間, D'E 間)

Fig.3.9 の O'A 間, B'C 間の状態より、ねじ面全面においてすべりが発生していることが分かる。そのため、ボルトねじ面において回転方向の変位起こり、ボルト軸部のねじれが進行する。

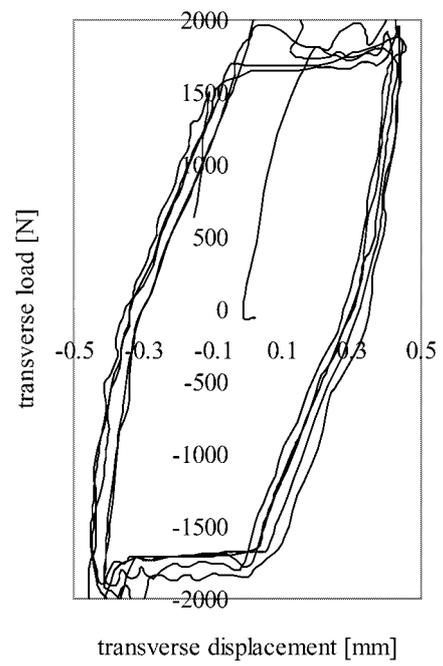
- 平坦部 (CD 間, EB 間)

Fig.3.9 の AB 間, CD 間の状態より、ボルト座面全面においてすべりが発生していることが分かる。ボルト座面に並進方向のすべりが生じ、可動板のみが一定の並進力で並進する。第1周期における平坦部での一定の並進力の大きさは、座面での最大摩擦力、すなわち軸力 (約 9.8kN) × 摩擦係数 (0.17) = 約 1.7kN に等しい。しかし、振動が進むにつれて軸力が低下するため、並進力も低下することが分かる。

Fig.3.7, Fig.3.8 より、振動1周期あたりゆるみ回転は2度発生する。また、平坦部 (CD 間, EB 間) においてボルトのねじれが解放された後は、ボルトのゆるみ回転は進行しないことが分かる。そのため本解析と実験における振幅の違いは、ゆるみ挙動に影響を及ぼさないといえる。



(a) FEM result



(b) experiment result by Yamamoto et al.

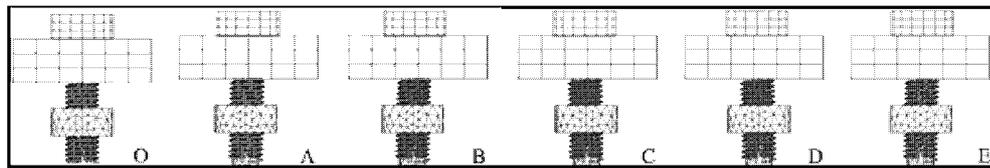


Fig. 3.6: Hysteresis loops of transverse displacement and transverse load.

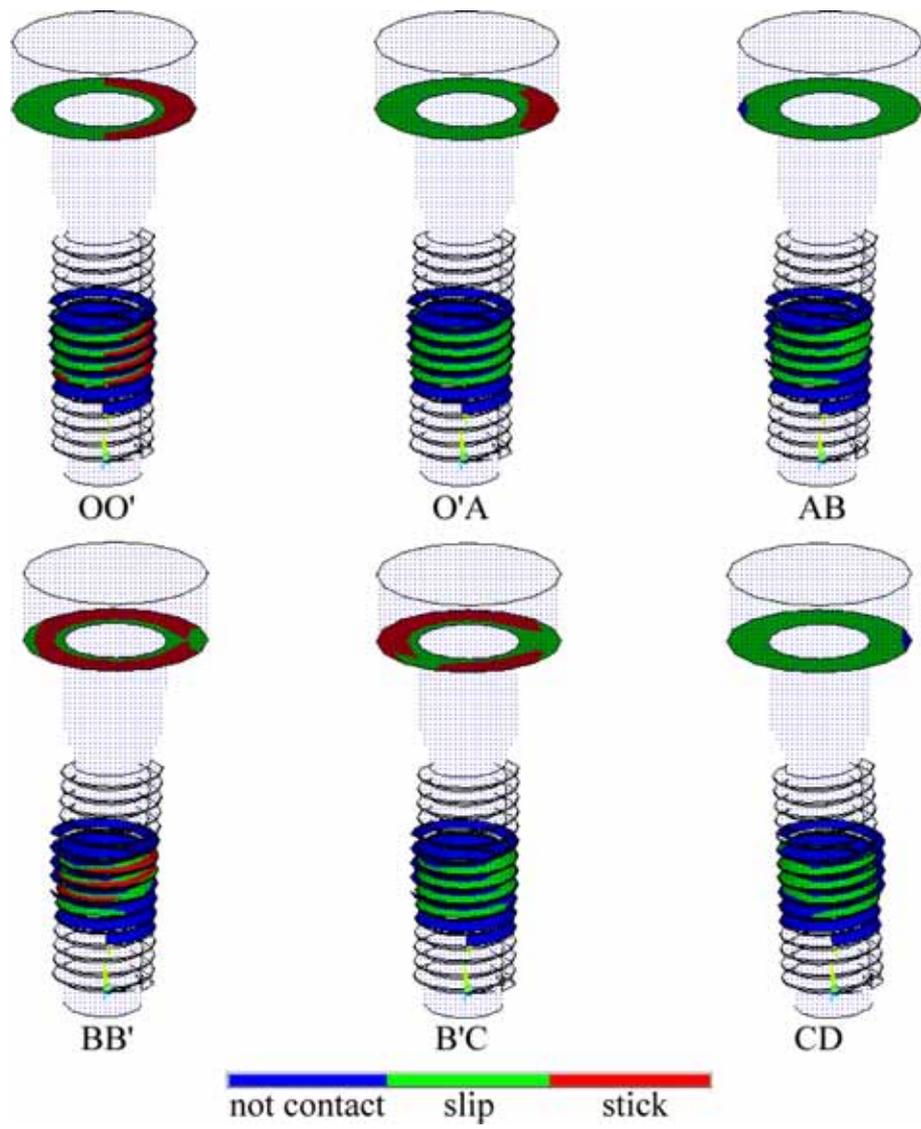


Fig. 3.9: Contact surface state during loosening process.

3.6 考察

3.6.1 山本らの実験結果との比較

本解析結果と山本らの実験結果との比較を行う。Fig.3.6 より、解析結果の方が勾配部の勾配が急であるが、振動周期における勾配が変化する点など、全体的な傾向は実験結果に良く一致している。Fig.3.7 に示すゆるみ角に関しては、解析結果ではボルトの回転は並進すべりの初期に限られるのに対し、実験結果では並進すべりが発生している区間にわたってボルトの回転が進行しているように見える。しかし、これは測定の精度によるものと思われる。ゆるみ角の変化量に関しては本解析結果と実験結果とで良い一致が見られる。Fig.3.8 に示す軸力変化に関しては、1周期あたりの変化量に関しては解析結果と実験結果の間に差が見られるものの、1周期における軸力変化の傾向は良く一致している。

3.6.2 限界すべり量

山本らによる限界すべり量 S_{cr} の式 ((3.8) 式) と中村らによるボルト頭の傾き係数 k_w の式 ((3.9) 式) より, 本解析対象に対して限界すべり量を求めると S_{cr} は 0.42mm と計算される. また, 山本らの実験結果より S_{cr} を読み取ると, 約 0.4mm となり良く一致することが分かる. 一方, 本解析におけるボルト頭の振動の様子を Fig.3.10 に示す. これよりボルト頭の全振幅は 0.25mm と読み取れる. すなわち, 本解析より得られた S_{cr} は 0.25mm となり, 評価式および山本らの実験結果より得られるとは差がある.

ここで, 限界すべり量を求める (3.8) 式を導出するために考慮した 3 つの要因によるたわみ ((3.1) 式, (3.2) 式, (3.4) 式) について再び注目すると, ボルト頭の傾きを考慮した (3.4) 式は実験的に決定されたボルト頭の傾き係数 k_w を含んでいる. したがって, (3.4) 式には解析では扱うことの難しいボルト座面の粗さの影響や, 実際のボルト頭の傾きの効果に加えて実験系における微小な変位の影響が含まれているものと考えられる. そのため, 有限要素解析では, (3.4) 式の効果はより小さいものであると考えられる. そこで, (3.8) 式から (3.4) 式を省略して計算を行うと, S_{cr} は 0.14mm となる. これより, (3.4) 式を省いた (3.8) 式 < 本解析結果 < (3.8) 式 = 実験となる. すなわち, 本解析結果はボルト軸部の曲げの効果に加えてボルト座面やねじ面における弾性変形の効果が含まれているものの, 実験時に発生する上述の要因は除かれているものと考えられる.

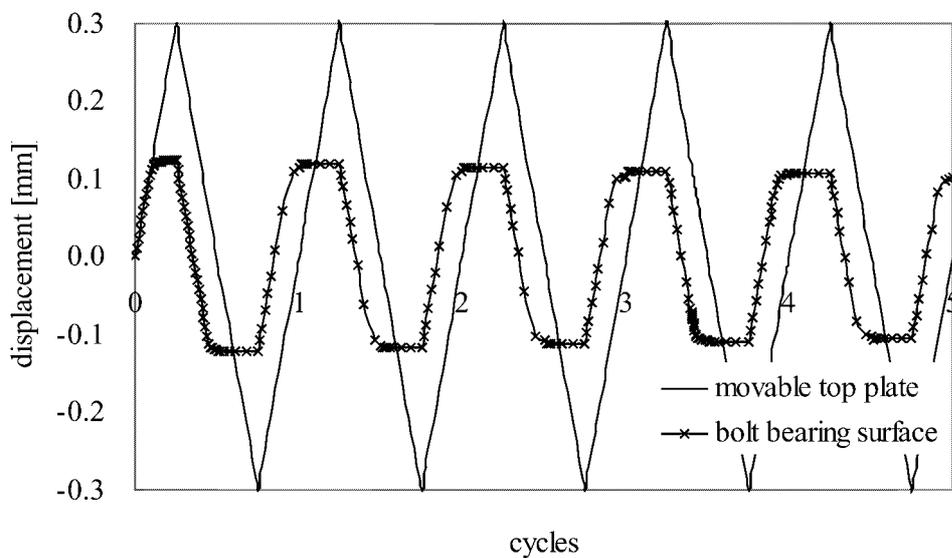


Fig. 3.10: Bolt bearing surface transverse displacement.

3.6.3 ボルト回転および並進すべりの発生点

振動周期のどの時点でボルト座面の回転および並進すべりが開始するのかを明らかにするために、振動周期に対するボルト軸部における回転角の変化の様子を Fig.3.11 に示す。ボルト軸部上端の回転角はゆるみ角に相当する。また、ボルト軸部上端とそれ以下の部位の間の回転角の差は、ボルト軸部のねじれを示す。ここでは 3/4 周期まで示し、図中の O', A 等の記号は Fig.3.6 に対応する。Fig.3.6 において急勾配部から緩勾配部に遷移する点 O', 点 B' においてボルトねじ面がすべり、軸部のねじれが発生し始め、それに伴ってボルト座面の微小な回転が発生し始める。そしてボルト座面の並進すべりが開始する点 A, 点 C に達すると、ボルト軸部のねじれが解放され、ボルトの回転が急速に進行する。従来考えられていたように、点 A, 点 C に達しボルト座面に並進すべりが発生するとボルトの回転が急激に進行するが、点 A, 点 C に達する以前においても微小なボルトの回転が見られる。ボルト座面に並進すべりが発生しない範囲内で被締結物に荷重が作用する場合でも、この微小なボルトの回転が繰り返されボルト軸力が低下すると、並進すべりが発生する条件に遷移するため、Fig.3.6 の O'A 間, B'C 間, D'E 間において発生する並進すべりに伴わない微小な回転を考慮することは重要であると考えられる。

既報の締結部の破損リスク評価においては、ゆるみの基準として Fig.3.6 の点 A の荷重を採用した。点 A における荷重は座面において並進すべりが開始する時点の荷重であることから、既報におけるゆるみの評価基準は従来の限界すべり量 S_{cr} によるゆるみ評価に合致するものである。しかし、上述の結果から明らかになったように、点 O' における荷重をゆるみの基準として新たに考えると、ゆるみによる破損リスクはより大きな値に見積もられる。

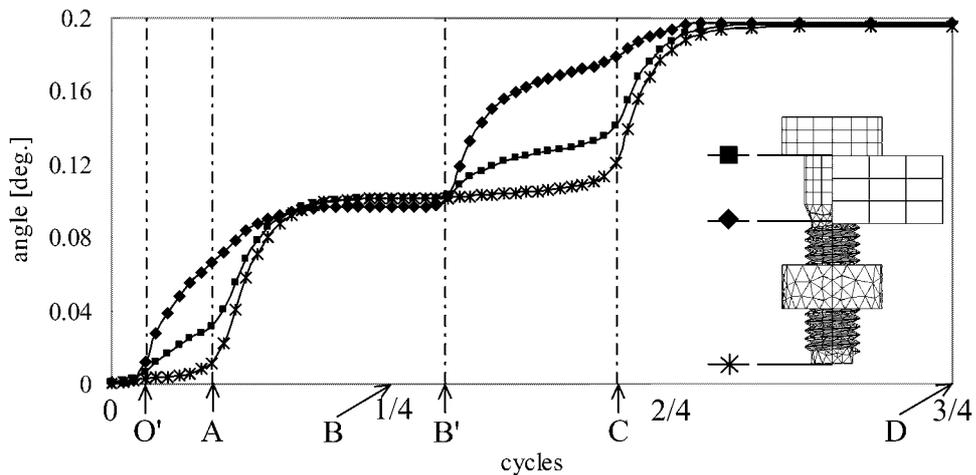


Fig. 3.11: Rotation angles at three points along bolt axis.

3.7 結言

三次元有限要素解析により軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみのメカニズムを明らかにした．以下に本章の結論を示す．

(1) 軸直角方向外力作用時におけるねじ面，ボルト座面の接触状態，およびボルト軸部のねじれ角を観察することにより，従来ゆるみの開始点と考えられていたボルト座面における並進すべりの発生以前に，ねじ面のすべりに伴ってボルト座面に微小な回転が発生することを示した．この結果は，従来考えられていたよりも小さな外力でゆるみが発生することを示すものである．

(2) 山本らにより行われた実験結果との比較，および最大限界のすべり幅 S_{cr} との比較を行った結果，本解析結果は軸直角方向外力と並進変位の関係など，定性的にはゆるみの挙動をよく表していることが分かった．結果の数値に差が見られる原因は，実験における測定精度の問題や接触面に存在する微小な凹凸の影響であると考えられる．

以上のように，ボルト締結体の接触面におけるすべりの発生を考慮することにより，ボルトのゆるみの予測が可能となることを示した．しかし，ゆるみは実際には動的な現象である．繰り返し外力が作用することにより，接触面の粗さが変化し摩擦係数が変化することが知られている．このような時々刻々変化する状態を1つの解析の中で再現することは静的解析に基づく本手法では難しい．しかし，締結体の状態の変化を締結力と摩擦係数の変化に代表させ，実験において観察されるいくつかの特徴的な状態に対して本解析手法を実施しそれぞれの結果を組み合わせることで，振動の開始から締結力消失に至る挙動を予測することができると思われる．

第4章 スーパースリットナットの性能評価

4.1 緒言

締結部のゆるみを防止するためには、作用する外力を正確に予測した上で締結部設計を行い、適切な締付け方法により十分な締結力を発生することが必要である。その際に、ゆるみ止めねじ部品を使用することも選択肢の一つである。現在、ゆるみ止め性能を有すると称した製品は数多く存在するが、限られた使用条件でのみ性能を発揮する製品も少なくないため、その選択には注意が必要である。また、ダブルナット法のように所望の性能を発揮するためには適切な手順を要するものも存在する。

大喜工業(株)において開発されたスーパースリットナットは、1種六角ナットと同等の形状であり、かつ締め付けに複雑な手順を必要としないことを特徴とした、ゆるみ止め性能を有するナットである。規格の上では、JIS B 1056 に定められたプリベリングトルク形戻り止め鋼製ナットに分類される製品である。Fig.4.1 にスーパースリットナットの概観を示す。スーパースリットナットは上部ねじ部と下部ねじ部からなり、上部ねじ部を圧縮・変形させることにより、ねじ山接触面に大きな接触力を発生させゆるみ防止効果を発揮することが期待される。スーパースリットナットは、すでに NAS 3350 規格に定められた高速振動試験により1種六角ナットよりゆるみにくいことが示されている。しかし、ゆるみにくい原因を定量的に把握した上での評価は十分には行われていない。

一方、製造時にスーパースリットナットの上部ねじ部にプレス加工を施し塑性変形させるため、切欠き隅部の強度について検討を行う必要があると思われる。また、ねじ山の一部を除去することや、使用時にはおねじとの間に大きな接触力が発生することから、ねじ山は通常よりも大きな荷重を負担するものと考えられる。そのため、ねじ山やねじ谷底の強度についても応力評価が必要である。

以上のことから、本研究では、第2章、第3章で行ったボルトナット締結体の締付け、および軸直角方向外力によるゆるみの三次元有限要素解析手法を適用し、スーパースリットナットのゆるみ止め性能を明らかにする。また、主にスーパースリットナットの切欠き隅部と、通常のボルト・ナット締結体において最大応力が発生する、ナット座面から数えて1番目のおねじ、めねじのねじ谷底に注目して応力解析を行う。

本章の構成を以下に示す。

- 緒言

- スーパースリットナットの締付け
- スーパースリットナットを使用した締結体の軸直角方向外力によるゆるみ
- スーパースリットナットの強度評価
- 結言

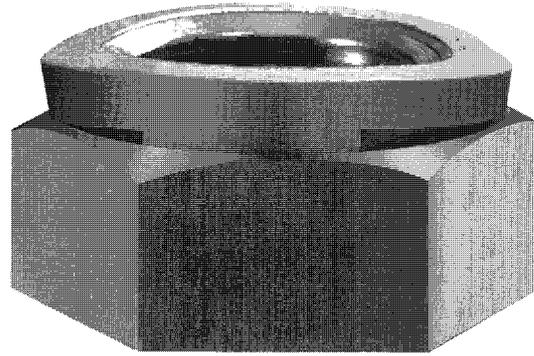


Fig. 4.1: A photo of Super Slit Nut.

4.2 スーパースリットナットの締付け

4.2.1 有限要素解析手法

解析対象，解析条件は第 2.3 節で示したものと同様である．ただし，ナットとしてスーパースリットナットを使用する．以下でスーパースリットナットのモデル化について説明する．

上部ねじ部を圧縮・変形させていない状態のソリッドモデルを Fig.4.2(a) に示す．本研究で対象とする M16 のスーパースリットナットの場合には，ナット座面から 8.5mm の位置を中心として幅 1mm のスリットが加工される．しかし，有限要素モデルにおいて実物に忠実にこの位置にスリットを作成しようとしたところ，スリットが 2 ピッチにまたがるため形状は非常に複雑なものとなり，要素分割が困難であった．そこで本研究では，2 本のスリットの位置をそれぞれ上下に 1/3mm 移動させ，スリットが 1 ピッチ内に収まるようにした．また，それでもなおスリットが入ったねじ山の形状は複雑であったため，スリットが入ったねじ山は 120° にわたって完全に削除した．このように簡略化したモデルにおいても，上部ねじ部の圧縮によって変位するねじ山は存在するため，スーパースリットナットの特徴は失われないものと考えられる．

上述のように作成したモデルに対して，上部ねじ部を圧縮・変形させた後，締付けの解析に使用する．上部ねじ部を変形させるために，ナット上面に強制変位を与える弾塑性解析を行う．弾塑性解析において仮定する応力ひずみ関係は，ヤング率 205GPa，降伏応力 790MPa，接線係数 2.7GPa と二直線近似とした．ナット上面の変位量は，スリットを閉じる方向に 0.9mm とする．弾塑性解析結果を締付けの解析に受け渡す際には，Fig.4.2(b) に示す変形形状のみを受け渡す．締付けの解析は応力評価を目的としないため，残留応力やひずみは消去する．そして，締付けの解析は弾性解析として実行する．

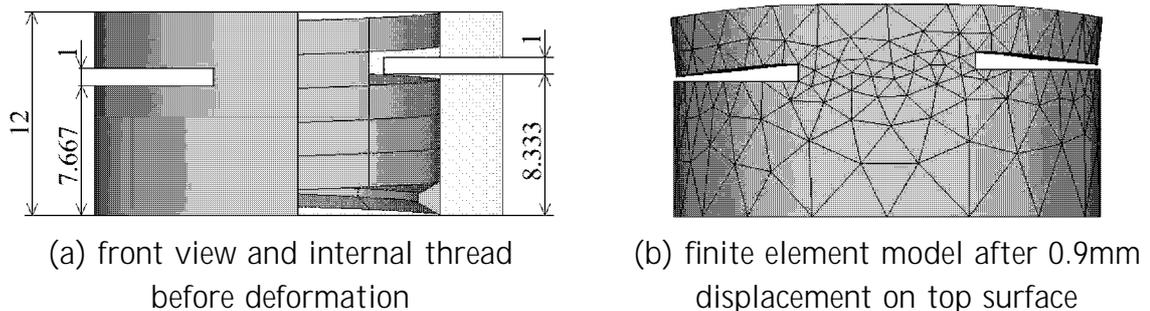


Fig. 4.2: Finite element model of Super Slit Nut.

4.2.2 解析結果

発生する締結力と締付けトルクの関係を図4.3に示す。ここではねじ面摩擦係数、ナット座面摩擦係数がともに0.10, 0.15, 0.20の場合の結果を示す。また、大喜工業(株)により行われた締付け実験結果を同時に示す。これより、摩擦係数0.15の場合に実験結果と良く一致することが分かる。実験は接触面の表面状態や潤滑状態を管理して行ったものではないと推測される。したがって、摩擦係数0.15という値は実際の使用環境を表しているものと考えられる。

また、摩擦係数0.15の場合の結果を、1種六角ナットの場合の結果とともに図4.4に再掲する。これより、スーパースリットナットを締め付ける場合には、1種六角ナットの場合と比較して常にほぼ一定量だけ大きな締付けトルクを要することが分かる。この締付けトルクの増加分がプリベリントルクに相当するものと考えられる。

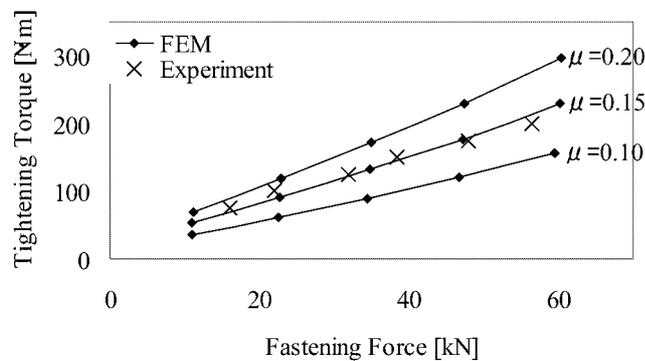


Fig. 4.3: Relation between fastening force and tightening torque with experiment result.

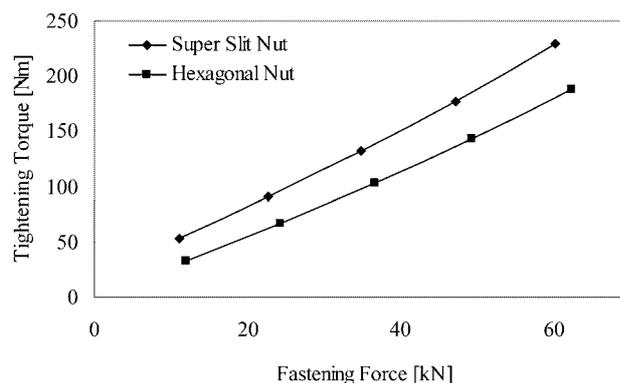


Fig. 4.4: Comparison of tightening torque between Super Slit Nut and hexagonal nut when friction coefficient is 0.15.

4.2.3 考察

ねじ面接触力

スーパースリットナットの上部ねじ部においては，変形のために通常の圧力側ねじ面とは反対側のねじ面での接触が生じる．そのため，1種六角ナットを使用した場合と同じ締結力を発生させた場合でも，締結力とのつりあいのために通常の圧力側ねじ面にはより大きな接触力が発生する．Fig.4.5 に通常の圧力側ねじ面および反対側のねじ面に作用する荷重（接触力）を示す．これより，通常の圧力側ねじ面とは反対側のねじ面で発生する接触力は締結力によらずほぼ一定であることが分かる．また，その分だけ通常の圧力側ねじ面で発生する接触力は増加している．この両面で発生する接触力が総接触力となる．1種六角ナットを使用した場合には総接触力は締結力に等しい値となるが，スーパースリットナットを使用した場合には，総接触力は締結力よりも大きい．

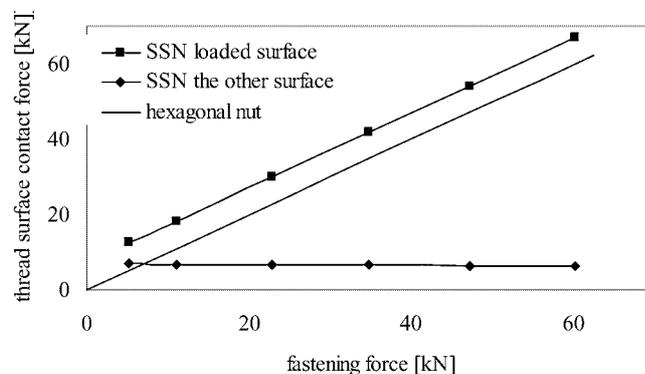


Fig. 4.5: Thread surface contact force on the loaded surface and the other surface of Super Slit Nut.

ねじ山荷重分担率

第2.4.2項と同様に，ナットの座面側から1ピッチずつ，第1ピッチ，第2ピッチ，…と区切って，各ピッチのねじ山荷重分担率を示す．しかし，スーパースリットナットを使用した場合には，締結力と圧力側ねじ面に作用する荷重の大きさは異なる．そこで，ここでは圧力側ねじ面に作用する総荷重に対する各ピッチの圧力側ねじ面に作用する荷重の比を荷重分担率と定義する．周方向強制変位5mm（回転角24.6°）与えたときのねじ山荷重分担率をFig.4.6に示す．比較のために，Fig.2.5に示した1種六角ナットの摩擦係数0.15の場合を再掲する．1種六角ナットの場合と比較して，第4ピッチ，第5ピッチにスリットが入りねじ山が削除されたため，この部分の荷重分担率は減少し，その分第1ピッチから第3ピッチの荷重分担率は増加した．第1ピッチの荷重分担率は約26%から約28%へと

増加したが、圧力側ねじ面全体に作用する荷重が約7%増加しているため、結局スーパースリットナットの第1ピッチの荷重分担量は約15%増加した。1種六角ナットの場合と同様、摩擦係数の変化に伴う荷重分担率の変化は小さい。また、摩擦係数0.15の場合における第1ピッチと第5ピッチの荷重分担率の変化を Fig.4.7 に示す。これより、回転角が小さく締結力が小さい段階では、変形した上部ねじ部による接触力が大きな割合を占めるが、締結力が増大するにしたがって、締結力を最も負担する第1ピッチにおける荷重分担率が増加することが分かる。したがって、十分な締結力が発生している状態においては、1種六角ナットの場合と同様に第1ピッチが最も大きな荷重を分担する。

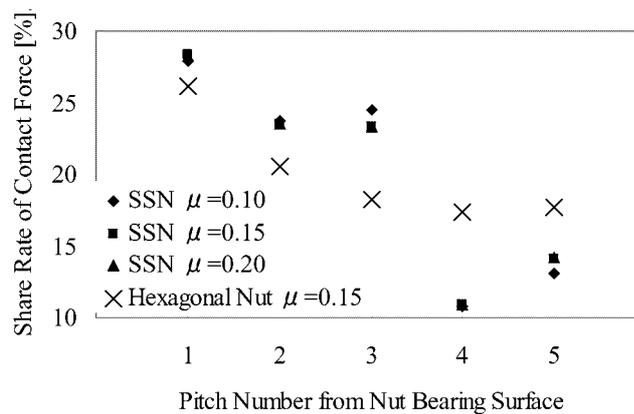


Fig. 4.6: Share rates of contact force on the loaded surface of Super Slit Nut at rotation angle 24.6°.

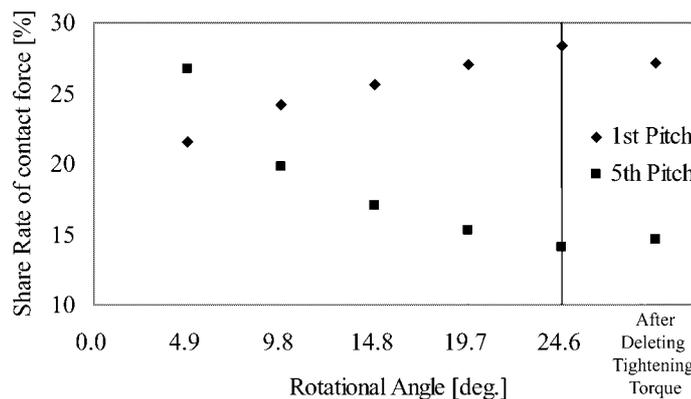


Fig. 4.7: Share rates of contact force on the loaded surface of 1st pitch and 5th pitch of Super Slit Nut when friction coefficient is 0.15.

プリベリングトルク値

上述した結果より，スーパースリットナットを締付ける場合には締結力の大きさによらず，常にほぼ一定量だけ大きな締付けトルクを要することが分かる．この増加分のトルクは，締結力を発生するためには消費されず，ナットをボルトにねじ込むために要するトルクで，プリベリングトルク（prevailing torque）と呼ばれる．プリベリングトルクの値を求めるために，Fig.2.3の有限要素モデルから被締結体を削除して，スーパースリットナットを回転させる解析を実施した．回転方向は，締付け方向，戻し方向の両方について解析した．解析結果を Fig.4.8 に示す．これより，周方向に 5mm まで強制変位を与える場合に要するトルクは，締付け方向の場合には 17~19N·m，戻し方向の場合には 15~18N·m であった．両者の差は左右のスリットの非対称性によるものと考えられる．大喜工業(株)において行われた実験ではプリベリングトルク値は 13.5N·m と測定されていることから，解析結果は実験結果によく一致している．

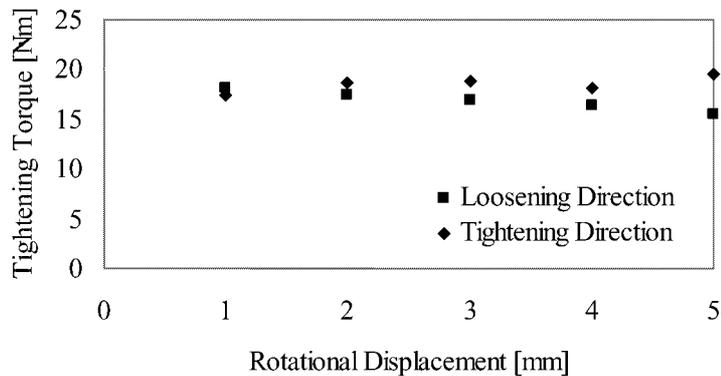


Fig. 4.8: Prevailing Torque when friction coefficient is 0.15.

4.3 スーパースリットナットを使用した締結体の軸直角方向外力によるゆるみ

4.3.1 有限要素解析手法

解析手法の概要は第 3.3 節における説明と同様であるが，解析対象が異なるため要点のみ説明する．有限要素モデルを Fig.4.9 に示す．ボルト寸法は M16×60 であり，ボルト穴径は 18mm とする．おねじ，めねじのねじ山数はそれぞれ 10 ピッチ，5 ピッチであり，ボルトはナットから 2 ピッチ分突き出している．ナットは，スーパースリットナット，および比較のために 1 種六角ナットを使用する．スーパースリットナットの有限要素モデルは第 4.2 節で説明した方法で作成する．本解析においてもスーパースリットナットの上部ねじ部の変形後の形状のみを使用し，ゆるみの解析は弾性解析とする．

初期締結力は 2kN，10kN，30kN の 3 通りを設定する．ボルト軸部を若干短く作成して被締結物に初期干渉させることによって締結力を発生させた後，軸直角方向外力として可動板端面に強制変位を与える．強制変位量は，ナット座面に並進すべりが発生する程度とし，締結力に対応して Table 4.1 のように設定する．スーパースリットナットを使用する場合には，スリットの向きに対応して x 方向，y 方向の 2 種類の振動方向を設定する．材料定数はボルト，ナット，可動板すべてについてヤング率 205GPa，ポアソン比 0.3 とする．また，接触面の摩擦係数は第 4.2 節の結果にしたがって 0.15 とする．

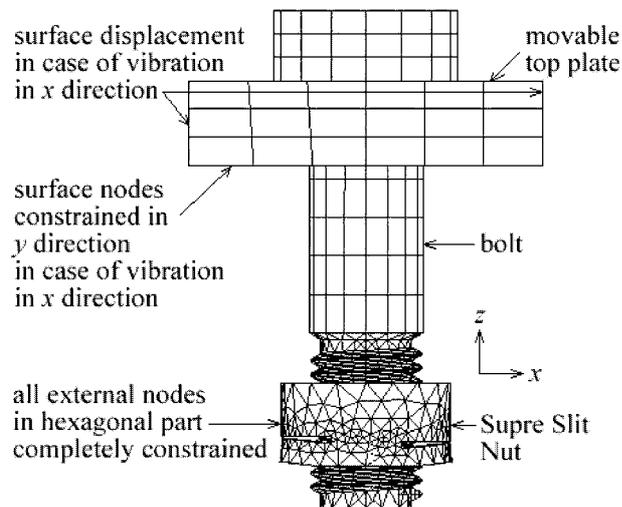


Fig. 4.9: Finite element model of loosening due to dynamic transverse load using Super Slit Nut.

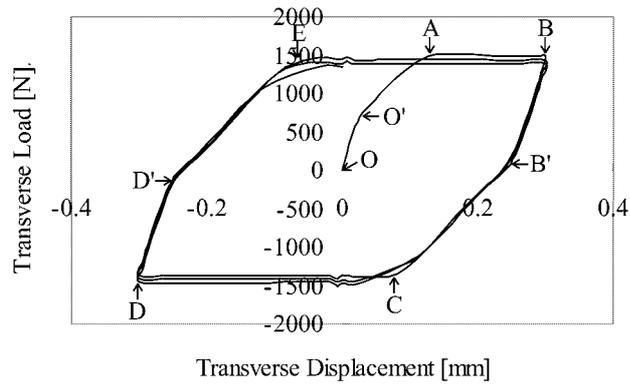
Table 4.1: Transverse displacement for the analyses of loosening of Super Slit Nut.

Fastening Force [kN]	Transverse Displacement [mm]
2	±0.10
10	±0.30
30	±0.35

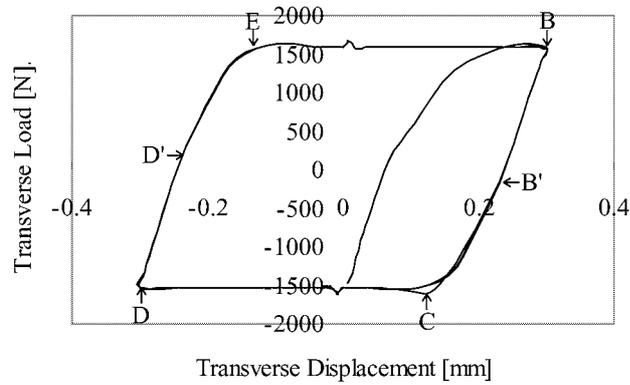
4.3.2 解析結果

締結力 10kN の場合に対する可動板並進変位と可動板に作用する並進力の関係を Fig.4.10 に示す。スーパースリットナットを使用した締結体の x 方向振動の場合には、初期締結力発生の際に 0.1mm 程度変位したため振動の開始点にずれが見られるが、全体の傾向は y 方向振動の場合に良く一致している。第 3.4 節に示したように曲線は勾配部と平坦部から成るが、勾配部の領域において、スーパースリットナットを使用した締結体の方が急勾配部の占める割合が大きい。急勾配部の傾きは、1 種六角ナットを使用した締結体の場合もスーパースリットナットを使用した締結体の場合も、ともに約 28kN/mm と一致しているため、このことはスーパースリットナットを使用した締結体の方がねじ面ですべりが発生するのに要する並進力あるいは並進変位が大きいことを意味する。

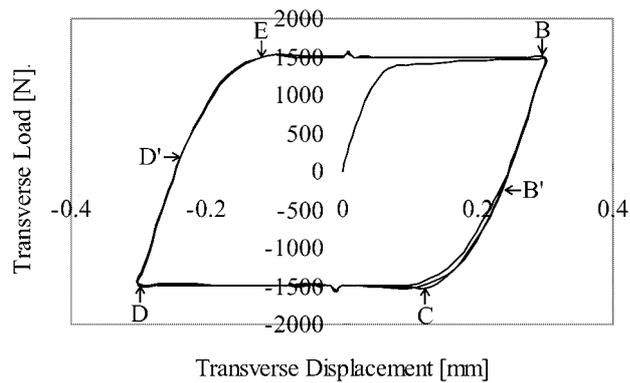
次に、すべての締結力の場合に対するゆるみ角を Fig.4.11 に示す。また、Table 4.2 に 3 周期経過後のゆるみ角を示す。これより、すべての締結力の場合に対してスーパースリットナットを使用した締結体は 1 種六角ナットを使用した締結体に比べてゆるみが抑えられていることが分かる。また、その効果は締結力が小さい場合ほど顕著である。Fig.4.11 より、スーパースリットナットを使用した場合にはゆるみ回転と締まり回転を繰り返しながらゆるんでいくことが分かる。しかし、軸力が大きくなるにつれて、その傾向は小さくなる。



(a) the case of the bolted joint using hexagonal nut.

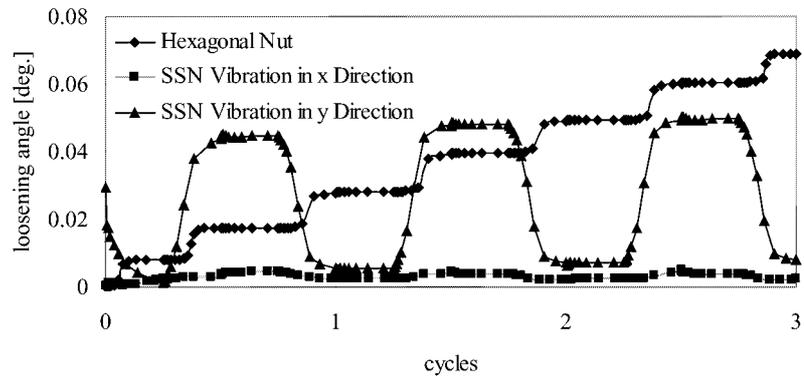


(b) the case of the bolted joint using Super Slit Nut vibrated in the x direction.

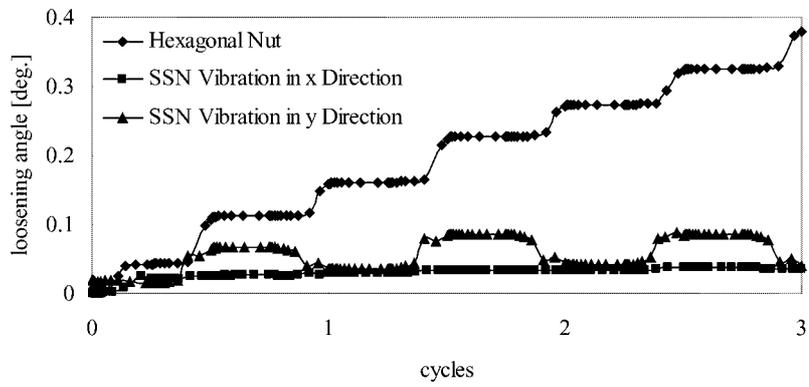


(c) the case of the bolted joint using Super Slit Nut vibrated in the y direction.

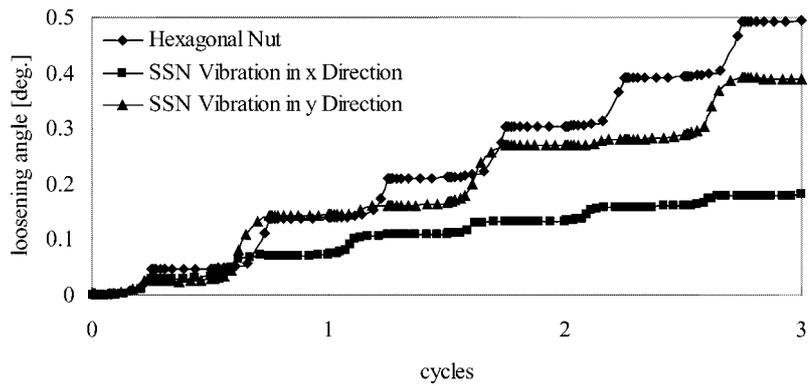
Fig. 4.10: Hysteresis loop of transverse displacement and transverse load when fastening force is 10kN.



(a) the case of fastening force 2kN.



(b) the case of fastening force 10kN.



(c) the case of fastening force 30kN.

Fig. 4.11: Loosening angle during 3 cycles.

Table 4.2: Loosening angles [deg.] after 3 cycles

Fastening Force [kN]	Hexagonal Nut	SSN	
		Vibration in x Direction	Vibration in y Direction
2	6.89×10^{-2}	2.13×10^{-3}	8.10×10^{-3}
10	3.79×10^{-1}	3.51×10^{-2}	4.00×10^{-2}
30	4.94×10^{-1}	1.80×10^{-1}	3.89×10^{-1}

4.3.3 考察

スーパースリットナットがゆるみにくい原因は、変形した上部ねじ部によりねじ面における接触力が増大するため、ねじ面でのすべりが抑制されるためであると考えられる。スーパースリットナットを使用したモデルに締結力を発生させた時点における、ねじ面接触力を Table 4.3 に示す。これより、通常の圧力側ねじ面とは反対側の面に、締結力の大きさに関わらずほぼ一定量の接触力が発生していることが分かる。そのため、1種六角ナットを使用した場合にはねじ面接触力は締結力に等しいが、スーパースリットナットを使用した場合には締結力よりも大きな接触力がねじ面に発生する。また、締結力が小さいほど締結力に対する接触力の増加率は大きく、ゆるみ止め効果は大きいといえる。

Table 4.3: Contact force on the thread surfaces.

Fastening Force [kN]	(a) Contact Force on the Loaded Surface [kN]	(b) Contact Force on the Other Surface [kN]	Total Contact Force (a) + (b) [kN]	Total Contact Force / Fastening Force
	1.86	10.39	8.53	18.91
10.05	18.63	8.59	27.22	2.71
29.90	38.54	8.64	47.18	1.58

4.4 スーパースリットナットの強度評価

4.4.1 有限要素解析手法

一組の M16 ボルト・ナット締結体に軸力を発生させて、応力集中部の評価を行う。ナットとして、1 種六角ナットとスーパースリットナットを扱う。スーパースリットナットを使用した場合の有限要素モデルを Fig.4.12 に示す。M16 ねじの場合、ねじ山のらせん角は約 2.5° と微小であるため、ねじ山のらせん形状を考慮しなくとも、応力評価を行うことは可能であるといえる。そこで、ボルトの一部とナットの $1/4$ の部分のみをモデル化する。1 種六角ナットの場合には軸対称モデルでの解析が可能であるが、スーパースリットナットの場合と条件を合わせるために、三次元の $1/4$ モデルとする。ボルト部は周方向 90° あたり 9 分割、ナット部および被締結物は周方向 90° あたり 18 分割とする。本研究では、スーパースリットナットのスリット隅部と、通常のボルトナット締結体において最大応力が発生する、ナット座面から数えて 1 番目のおねじ、めねじの谷底に注目して応力解析を行うために、それらの部分については Fig.4.13 に示すように要素の細分化を実施した。ただし、それらの要素細分化を 1 つのモデルにすべて含めることは節点数制限の関係から不可能であったため、注目する部位 1箇所ごとに別々のモデルを作成することとした。

軸力はボルト軸部下端に強制変位を与えることにより発生させるが、スーパースリットナットを使用する場合に関しては、軸力を発生させる前に上部ねじ部を塑性変形させる。締付けおよびゆるみの解析の際には形状のみを取得したが、本節では応力解析を行うため、より正確なモデリングが求められる。上部ねじ部は実際には約 13kN の荷重でプレス加工をするが、ここではまずナット上面の一部に 0.9mm の強制変位を与え、その後除荷することにより、上部ねじ部の変形を模擬する。ボルト材は強度区分 8.8 相当の S45C、ナット材は強度区分 4T 相当の SGD3M である。また、被締結物はボルト材と同一の材質とする。有限要素解析に使用するそれぞれの真応力-真ひずみ関係は、引張試験により得られた公称応力-公称ひずみ線図に基づいて Fig.4.14 に示すように多直線近似した。公称ひずみ e 、公称応力 s を真ひずみ ϵ 、真応力 σ に変換する際には単軸引張りに基づく以下の関係式を使用した。

$$\epsilon = \log(1 + e) \quad (4.1)$$

$$\sigma = s(1 + e) \quad (4.2)$$

ただし、上式が成り立つのは単軸引張りにおいて試験片にくびれが発生する最大荷重点までの範囲に限られる [15]。硬化則は、多くの金属材料に観察されるバウシinger 効果を考慮することのできる移動硬化則とする。

境界条件は、対称境界条件を適用し、被締結物底面を固定して、ボルト端面に強制変位を与える。変位量は、引張試験および疲労試験時の条件 [16] に合わせて設定する。引張試験条件に対しては、破断荷重（1 種六角ナット：123kN、スーパースリットナット：111kN）の約 90% である 100kN の引張荷重に相当する変位を与える。疲労試験条件に対しては、試験を実施した荷重振幅における最大荷重と最小荷重に相当する変位を与え、発

生する応力振幅を調べることをとする．疲労試験条件において設定した変位を Table ?? に示す．また，接触面の摩擦係数は0.15 とする．

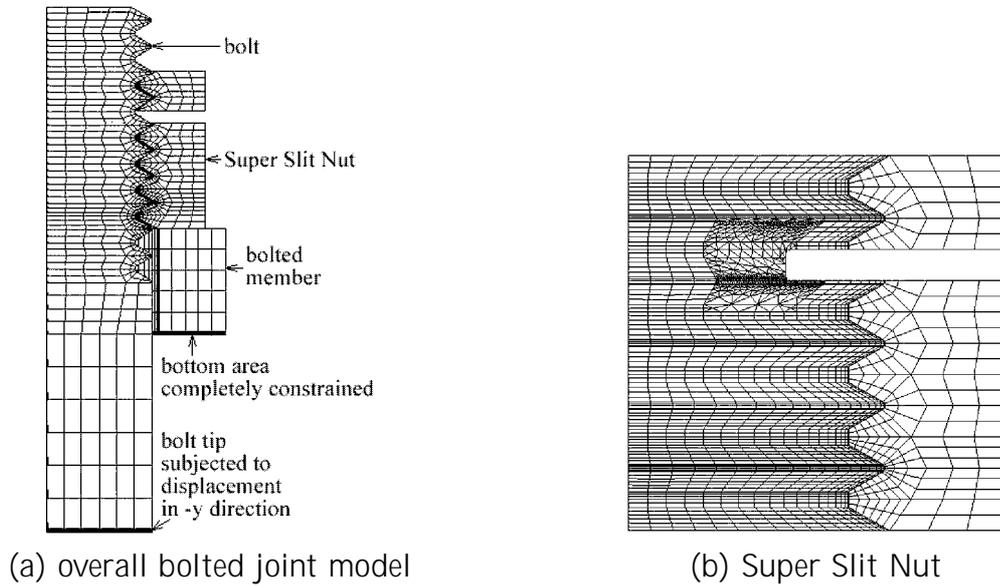


Fig. 4.12: 1/4 finite element model for stress analysis of bolted joint using Super Slit Nut.

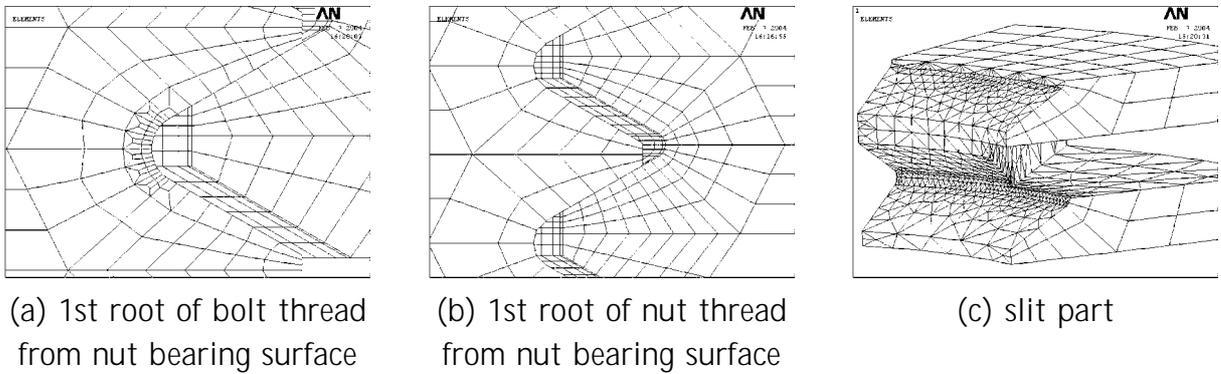
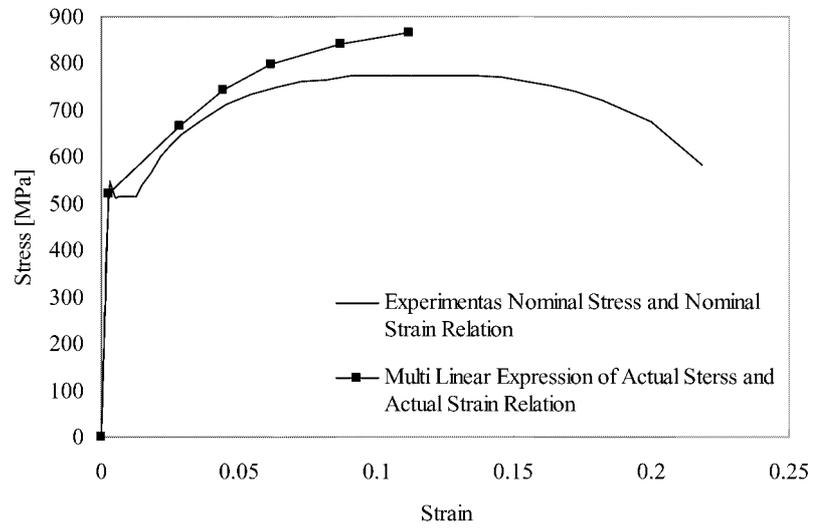
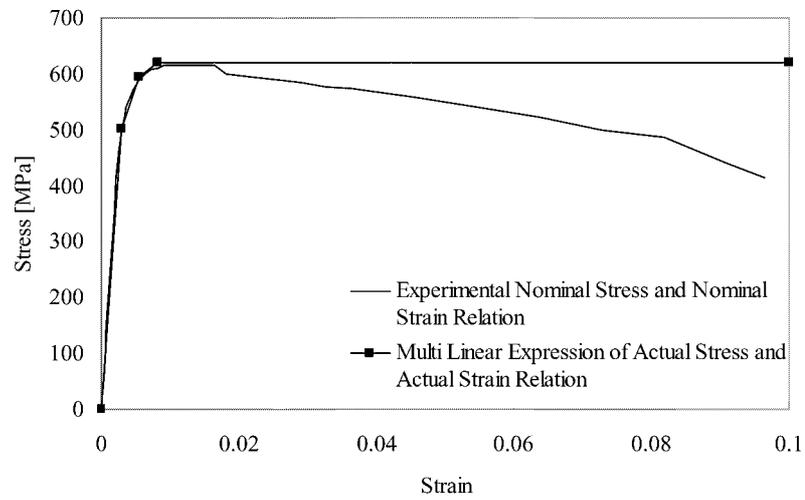


Fig. 4.13: Element fining.



(a) S45C for bolt and bolted member



(b) SGD3M for nut

Fig. 4.14: Stress and stress relation of the materials used in bolted joint.

Table 4.4: Analysis conditions corresponding to fatigue test of bolted joint

(a) Bolted Joint using Hexagonal Nut

Stress Amplitude [MPa]	Min. Stress [MPa] (Load [kN])	Max. Stress [MPa] (Load [kN])	Min. Disp. [mm]	Max. Disp. [mm]
127	64 (12.9)	318 (63.9)	0.0234	0.1181
102	89 (17.9)	293 (58.9)	0.0326	0.1085
79	112 (22.5)	270 (54.3)	0.0411	0.0998
64	127 (25.5)	255 (51.3)	0.0466	0.0941
57	134 (26.9)	248 (49.9)	0.0492	0.0915

(a) Bolted Joint using Super Slit Nut

Stress Amplitude [MPa]	Min. Stress [MPa] (Load [kN])	Max. Stress [MPa] (Load [kN])	Min. Disp. [mm]	Max. Disp. [mm]
127	64 (12.9)	318 (63.9)	0.0244	0.1215
102	89 (17.9)	293 (58.9)	0.0338	0.1116
76	115 (23.1)	267 (53.7)	0.0436	0.1014
64	127 (25.5)	255 (51.3)	0.0481	0.0967

4.4.2 解析結果

スーパースリットナット上部ねじ部の変形解析結果

スーパースリットナットの上部ねじ部に 0.9mm の強制変位を与えた後除荷するまでの相当応力の変化を Fig.4.15 に示す。これより、スリット下側隅部、上側隅部、および上部ねじ部のめねじ谷底において応力の増大が見られ、除荷後も応力が残存することが分かる。最大相当塑性ひずみはスリット下側隅部に生じる。

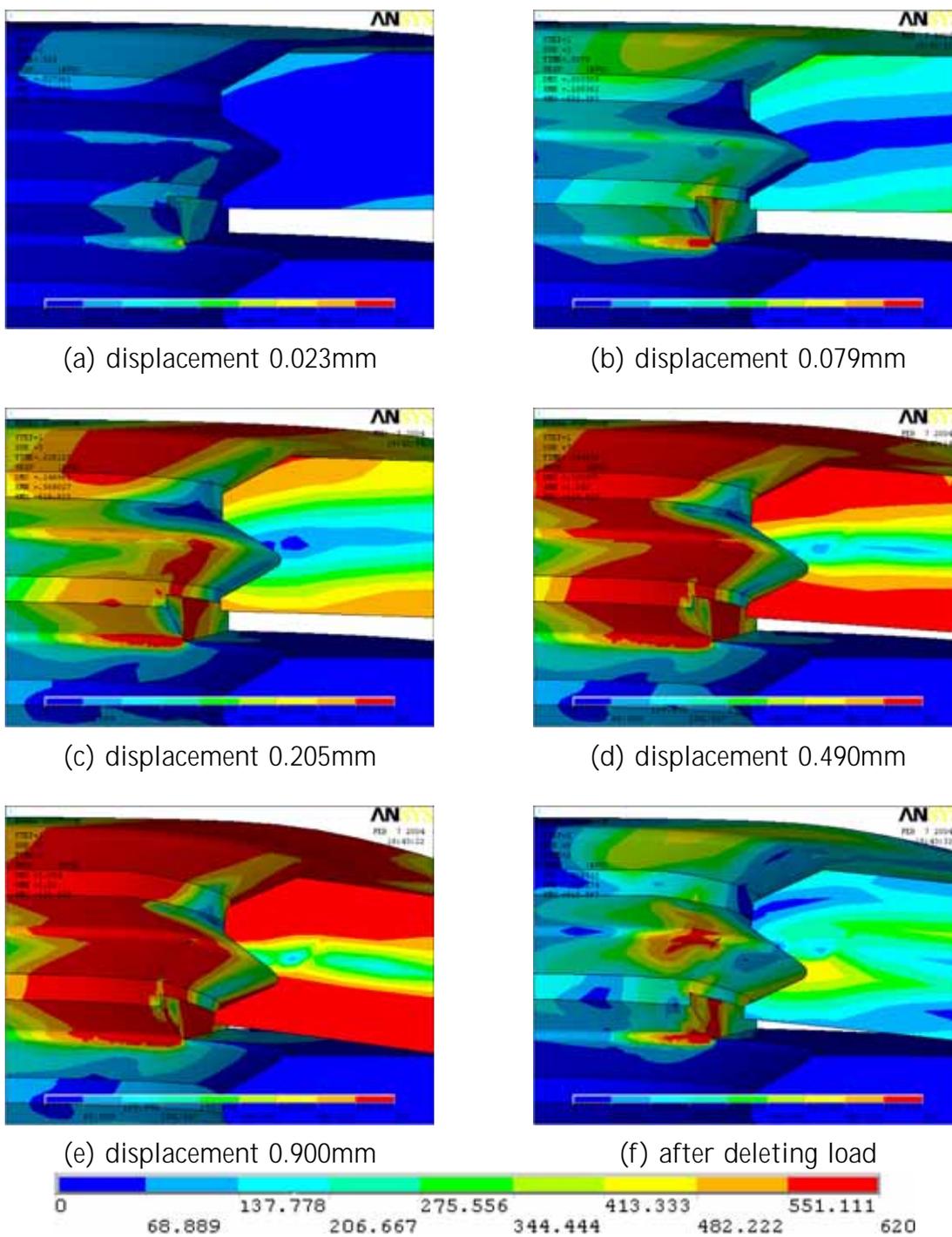


Fig. 4.15: Mises equivalent stress during press deformation.

引張荷重作用による応力増大

スーパースリットナット除荷後からボルト端面に 100kN の荷重に相当する強制変位を作用させた場合の，スリット部における相当応力，第一主応力，相当塑性ひずみの変化を Fig.4.16 に示す．相当応力は再びスリット下側隅部，上側隅部，および上部ねじ部のめねじ谷底において増大が見られ，相当塑性ひずみの増大は特にスリット下側隅部で見られる．しかし第 1 主応力の増大は主にスリット上側隅部および上部ねじ部のめねじ谷底で見られる．

ナットねじ谷底における相当応力および第一主応力の変化を，それぞれ Fig.4.17，Fig.4.18 に示す．これより，相当応力の増大は，第 1 ねじ谷底とナット座面付近において見られる．スーパースリットナットを使用した場合にはスリット部においても見られる．ただし，ナット座面付近における相当応力増大は圧縮によるものである．第一主応力の増大は，第 1 ねじ谷底において顕著である．スーパースリットナットを使用した場合には，上部ねじ部の変形により残留した応力が見られるが，その後の増大は第 1 ねじ谷底ほど大きくない．

ボルト端面に 65kN の荷重に相当する強制変位を作用させた場合における，ボルトねじ谷底における相当応力および軸方向応力の変化を，それぞれ Fig.4.19，Fig.4.20 に示す．1 種六角ナットを使用した場合には，第 1 ねじ谷底で応力の増大が見られる．スーパースリットナットを使用した場合には，ナットの上部ねじ部が接触する部位において大きな応力が見られるが，その部位では引張荷重に伴う応力の増大は見られず，第 1 ねじ谷底で応力の増大が見られる．

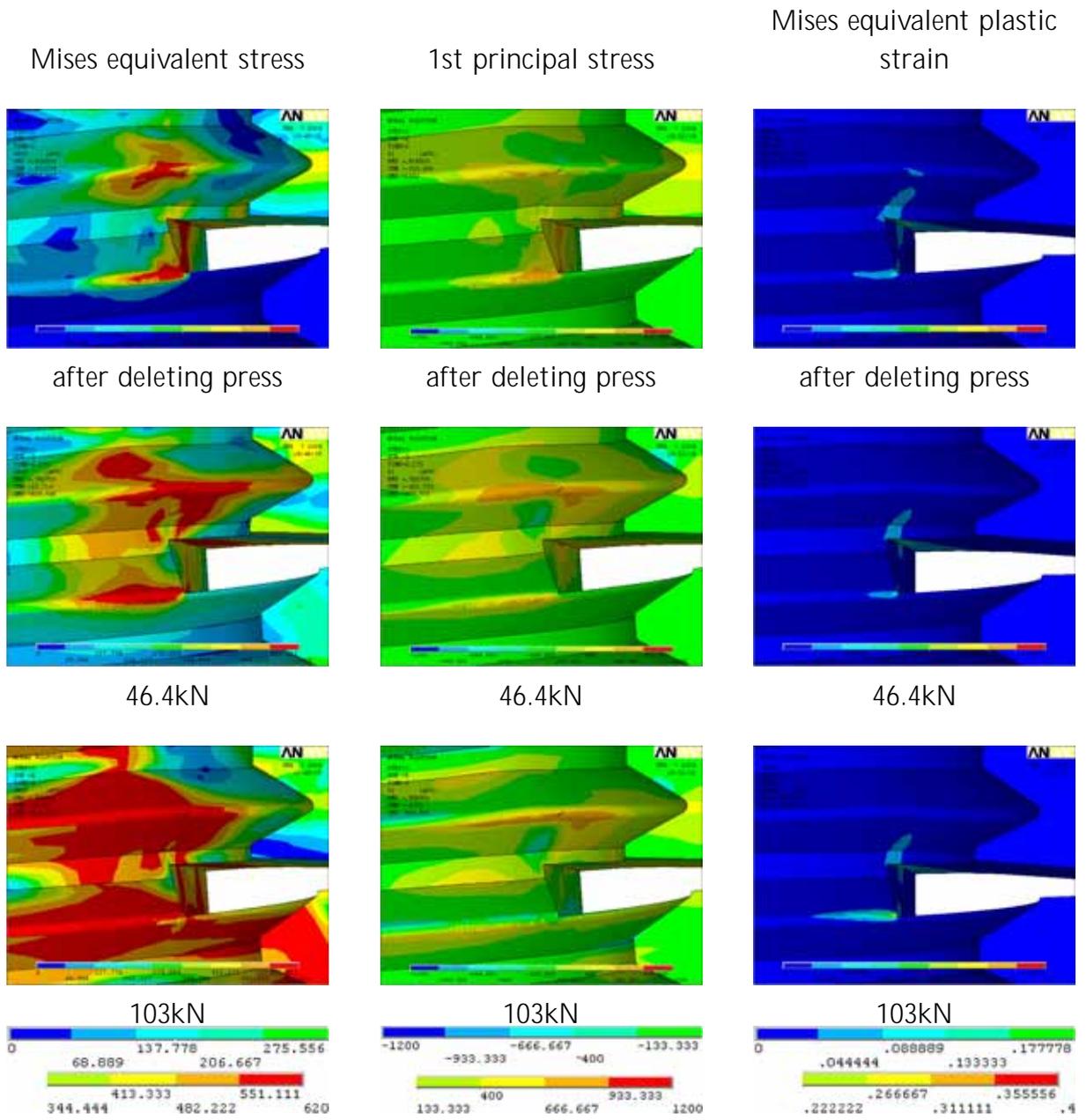


Fig. 4.16: Mises equivalent stress, 1st principal stress, and Mises equivalent plastic strain during tension loading.

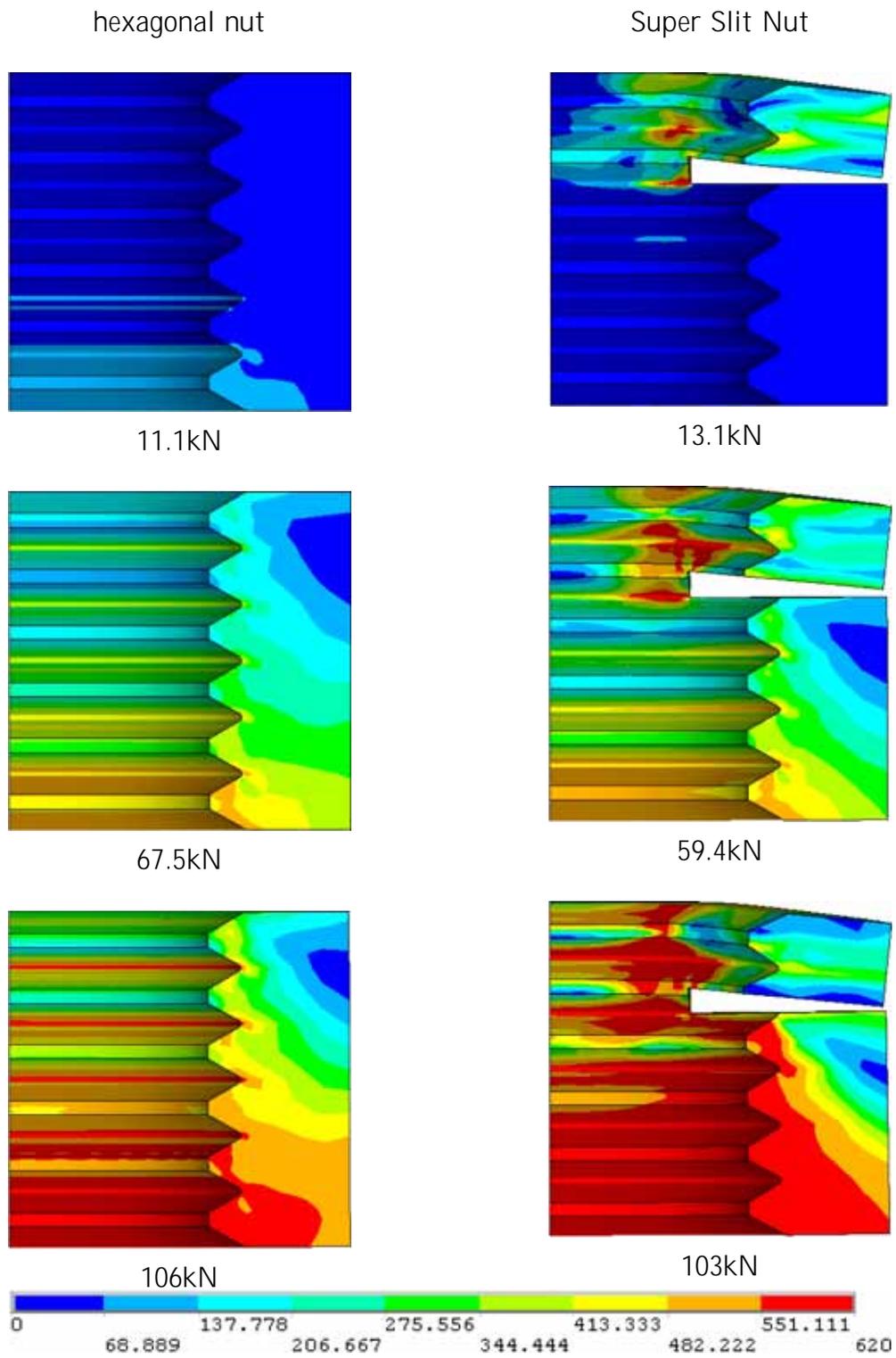


Fig. 4.17: Mises equivalent stress of nut during tensile loading.

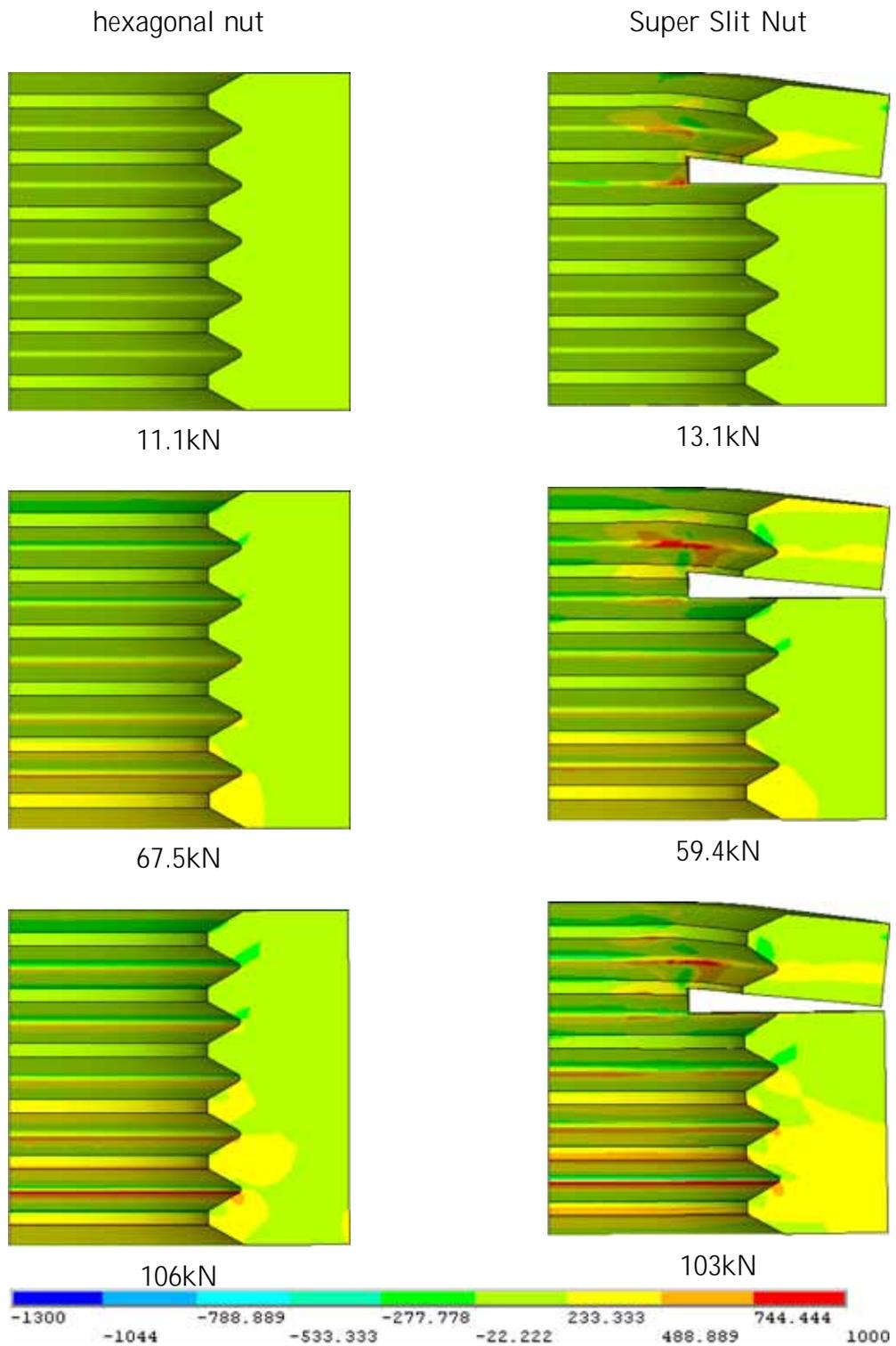
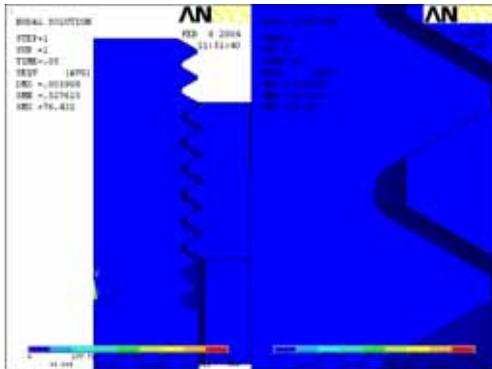


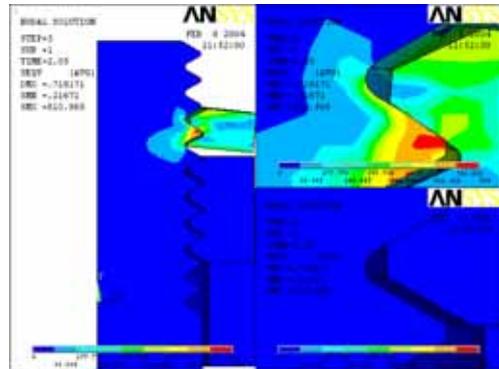
Fig. 4.18: 1st principal stress of nut during tensile loading.

hexagonal nut

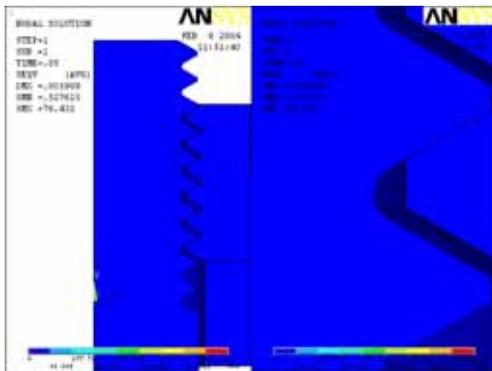
Super Slit Nut



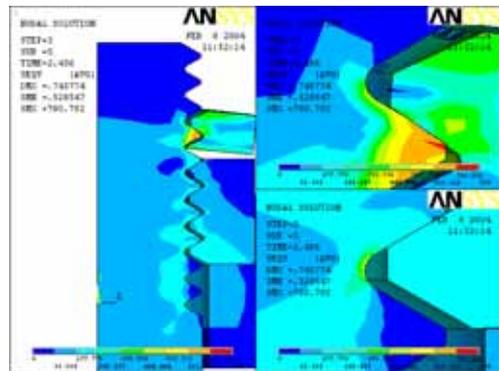
3.2kN



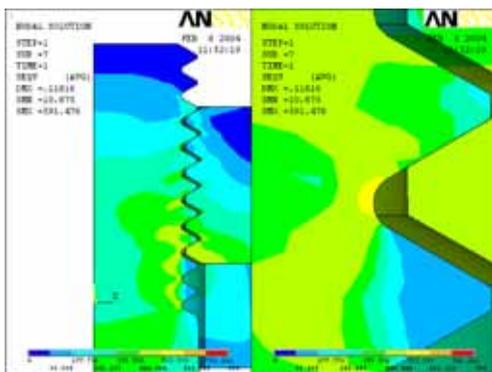
3.2kN



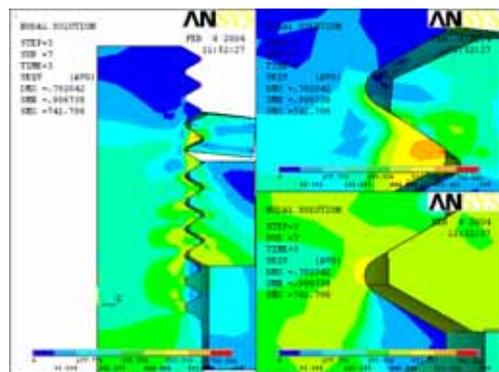
28.7kN



29.4kN



64.6kN



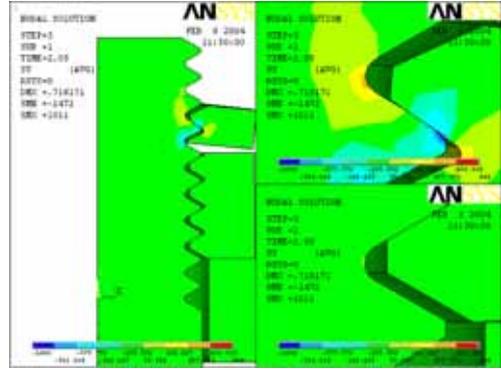
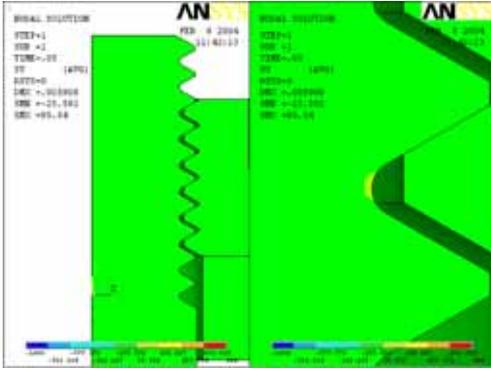
63.5kN



Fig. 4.19: Mises equivalent stress of bolt during tensile loading.

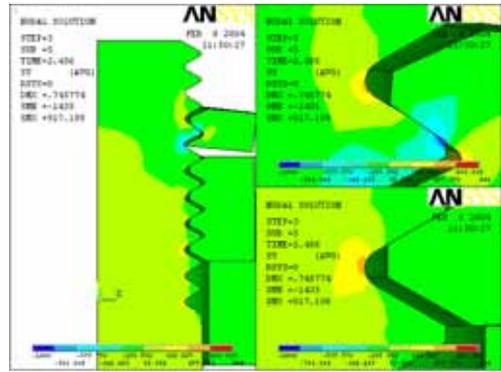
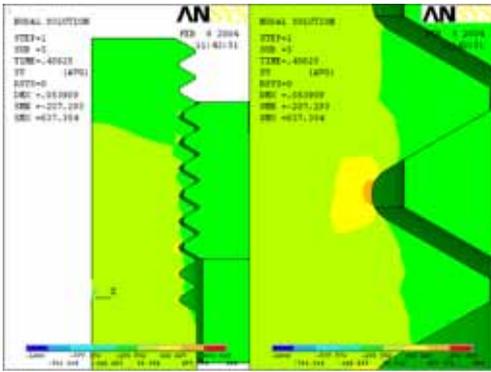
hexagonal nut

Super Slit Nut



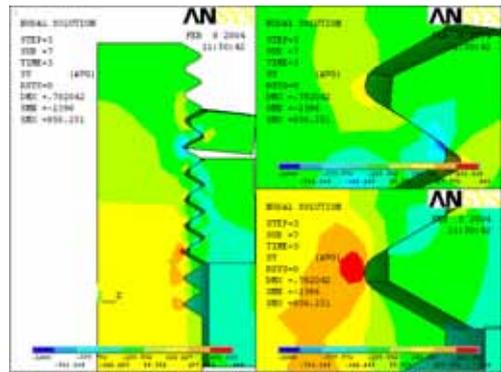
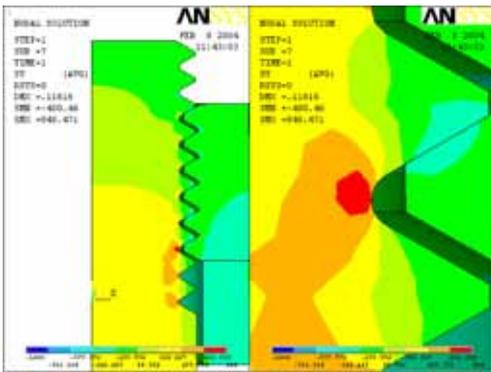
3.2kN

3.2kN



28.7kN

29.4kN



64.6kN

63.5kN



Fig. 4.20: Axial stress of bolt during tensile loading.

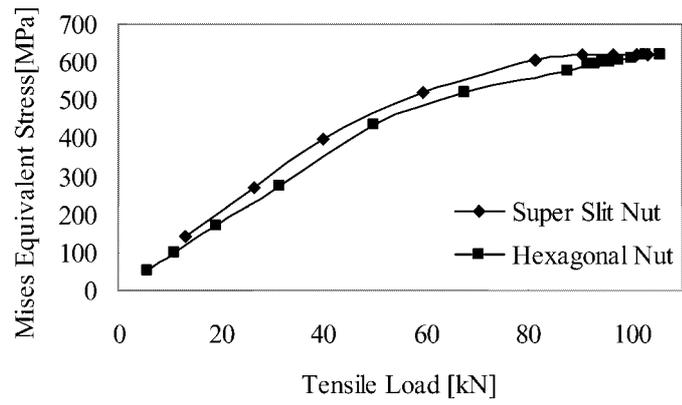
4.4.3 考察

引張試験条件における結果

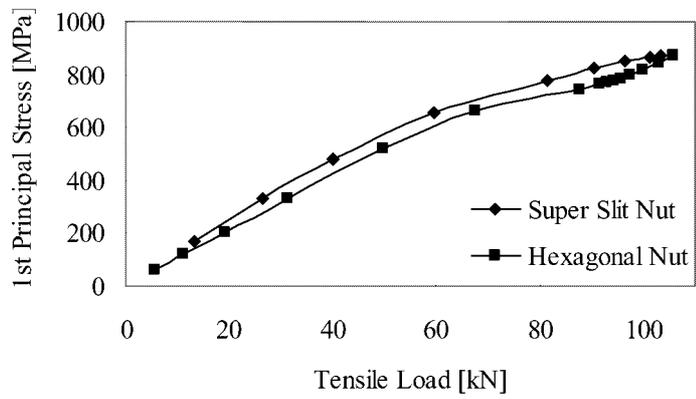
実験より，引張荷重による破壊は，ナットのねじ山をせん断するように起こることが明らかとなった．また，破壊に要する荷重はスーパースリットナットを使用した場合の方が約10%小さいことが分かった．ここでは1種六角ナットを使用した場合とスーパースリットナットを使用した場合の，ナットのねじ谷底において発生する応力を比較する．ナット座面から数えて1番目のねじ谷底における相当応力，第一主応力，せん断応力の変化をFig.4.21に示す．これより，等しい引張荷重に対して，常にスーパースリットナットの第一ねじ谷底の方が大きな応力が発生することが分かる．100kN付近でスーパースリットナットに発生する応力の増大が停止するのは，降伏のためである．しかし，実際の締結部設計においては，1箇所の締結部が負担する荷重はナットの限界荷重よりもはるかに小さな値に収まるように設計されることから，この程度の応力の差は実用上問題ないものと考えられる．

疲労試験条件における結果

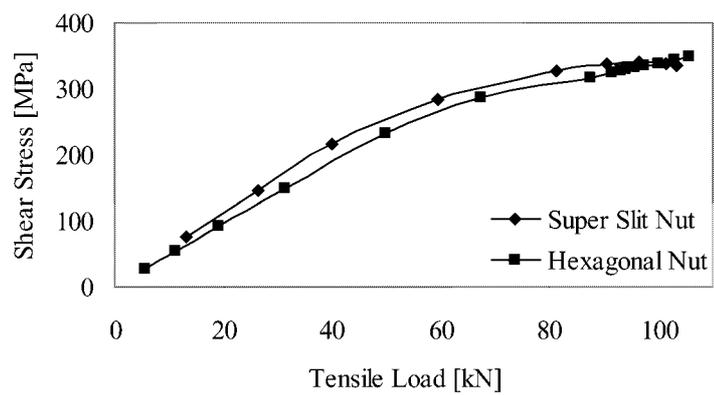
実験より疲労破壊はボルト第一ねじ谷底で起こることが分かっている．そこで，荷重振幅とボルト第一ねじ谷底に発生する軸方向応力振幅および軸方向平均応力の関係を Fig.4.22に示す．これより，スーパースリットナットの場合の方が応力振幅が小さく，平均応力が大きくなることが分かる．引張力が25kN程度に達するとボルト第一ねじ谷底は降伏が起り始めるが，スーパースリットナットを使用した場合の方が小さな引張力で降伏を始めることが影響しているものと思われる．しかし，荷重振幅が小さい領域においては第1種六角ナットを使用した場合との差は小さく，疲労限にそれほど差は生じないものと考えられる．



(a) Mises equivalent stress

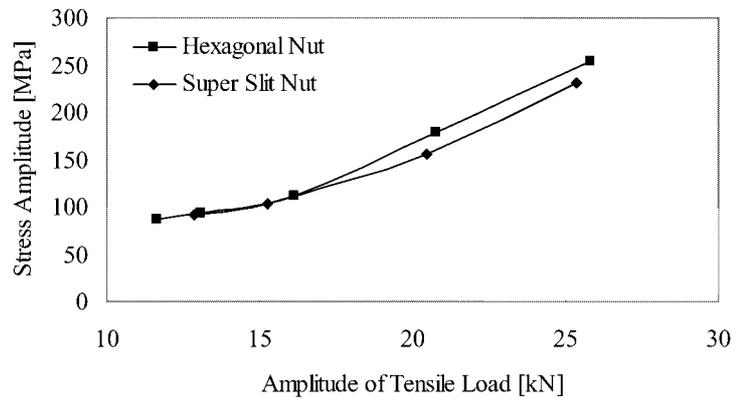


(b) 1st principal stress

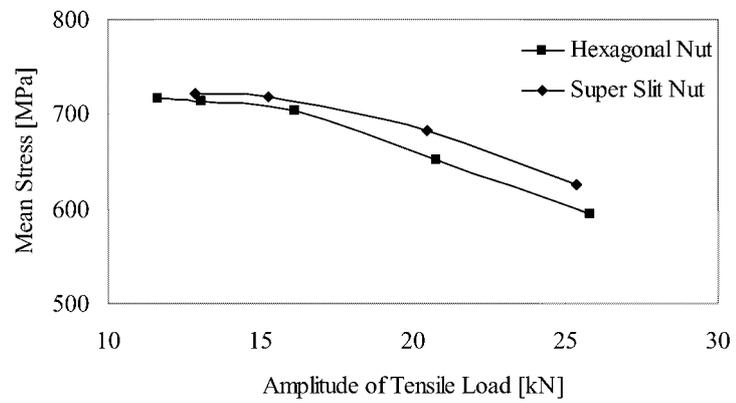


(c) shear stress

Fig. 4.21: Stress at 1st root of nut during tensile loading.



(a) stress amplitude



(b) mean stress

Fig. 4.22: Stress amplitude in the root of bolt thread under the condition of fatigue testing.

スリット部の評価について

前項に示した応力解析結果より，上部ねじ部の圧縮によりスリット部には大きな引張応力が残留することが分かった．特にスリット上側隅部においては使用時においても常に引張応力状態にあるため，亀裂が発生し，進展する可能性が憂慮される．Fig.4.23 に示すスリット上側隅部における主応力方向より，スリット上方よりやや傾いた方向に亀裂が発生する可能性がある．実験ではボルトの第1ねじ谷底で疲労破壊が起こったが，ボルトの疲労限以下の荷重振幅で試験を行った際に，スリット部が疲労破壊する可能性が残されている．そのため，スリット部の破壊力学的評価が今後の課題として残される．また，ボルト・ナット締結体は様々な環境で使用されるため，遅れ破壊についても考慮する必要があり，事前にその対策を施しておくことが求めらると思えられる．

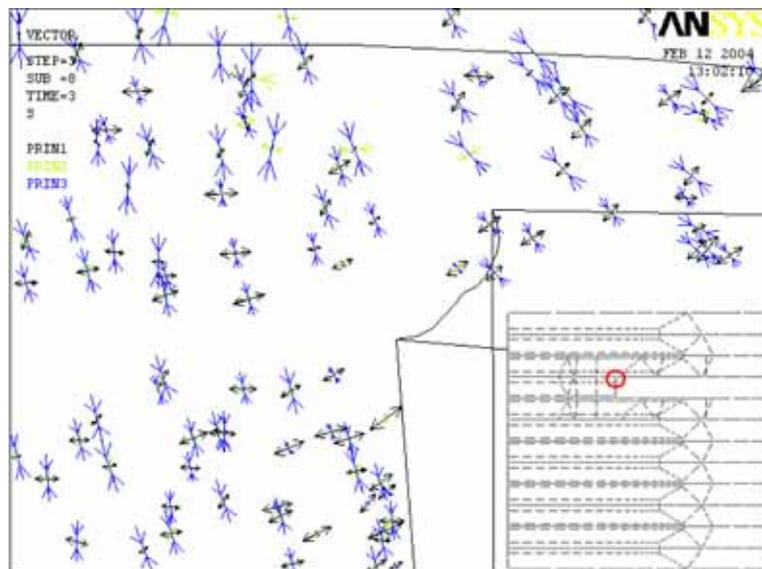


Fig. 4.23: Vector plot of principal stress at the top corner of slit (black vectors are 1st principal stress, green ones are 2nd, and blue ones are 3rd).

4.5 結言

三次元有限要素解析によりスーパースリットナットの締付け、軸直角方向外力によるゆるみ、強度の評価を実施した。以下に本章の結論を示す。

(1) 締付けの解析により、スーパースリットナットを締付ける際には、1種六角ナットを締付ける際に比べて常に一定量だけ大きなトルク（プリベリントルク）を要することを示した。プリベリントルクの値は、大喜工業㈱で行われた実験によると $13.5\text{N}\cdot\text{m}$ であったのに対し、本解析では $15\sim 19\text{N}\cdot\text{m}$ と、良く一致する結果を得られた。

(2) ねじ山荷重分担率は、ナットの回転角が小さい段階では上部ねじ部における荷重分担が大きいものの、回転角が大きくなるにつれてナット座面側のねじ山による分担率が大きくなることが分かった。ナットを 24.6° 回転させた状態では、スリットが加工されたことによるねじ山の減少と上部ねじ部の変形による接触力の増大のために、ナット座面から数えて1番目のピッチが負担する荷重は1種六角ナットの場合と比較して増大した。

(3) 軸直角方向外力によるゆるみの解析により、スーパースリットナットを使用した場合には、ねじ面接触力の増加によりゆるみ止め効果を発揮することを示した。上部ねじ部の変形によって発生するねじ面接触力は締結力によらずほぼ一定である。そのため、1種六角ナットを使用した場合と比較して、スーパースリットナットを使用した場合のねじ面接触力は、締結力が 30kN の場合には約1.6倍であるのに対して、締結力が 2kN の場合には約10.2倍となり、締結力が小さいほどゆるみ止め効果が大きいことを明らかにした。

(4) ボルト・ナット締結体において、ボルト軸の引張の解析により、ねじ谷底部分の強度に関しては1種六角ナットを使用した場合に比べて大きな差はないことを示した。静的引張試験に相当する解析により、破壊が起こるナットの第一ねじ谷底に発生する応力は、スーパースリットナットを使用した場合、10%程度増加することが分かった。また疲労試験に相当する解析により、疲労破壊が起こるボルト第一ねじ谷底に発生する平均応力は増加するものの、ねじ谷底の降伏により応力振幅は小さくなることを示した。しかし、疲労限に近い応力振幅では、1種六角ナットの場合と比較して差は見られなかった。

(5) スリット部に関しては、上部ねじ部の圧縮の際に高い応力が発生し、使用時にも高応力を維持する部位が存在する。そのため、その部位には亀裂の発生、進展の可能性を調べる必要があると考えられる。したがって、スリット部の破壊力学的評価を行うことが今後の課題である。

第5章 2枚の矩形被締結物を有するボルト締結体の軸方向外力下における挙動

5.1 緒言

ボルト締結体にゆるみが発生する最も大きな要因は、被締結体に作用する軸直角方向外力であると考えられるため、第3章、第4章ではこの場合について有限要素解析を実施し、ゆるみのメカニズムを明らかにした。しかし、ボルトによる締結は、様々な方向成分（軸方向、並進、回転）を持つ様々な形態（定荷重、振動、衝撃）の外力が同時に作用する環境で使用され、軸直角方向外力と同時に作用する外力がゆるみを促進する可能性も考えられる。本章では、複数の外力が作用する場合として、軸方向一定外力下において軸直角方向振動を受けるボルト締結体のゆるみ挙動を評価する。

本章の構成を以下に示す。

- 緒言
- 有限要素解析手法
- 解析結果
- 考察
- 結言

5.2 有限要素解析手法

これまでに行ってきた解析では、可動板と固定板の間に鋼球を挟んだ締結体に軸直角方向振動を作用させるゆるみ試験機をモデル化した。しかし、ここでは可動板に軸方向外力を作用させた際の挙動を扱うため、被締結物間での接触を考慮する必要がある。従って、締結体の有限要素モデルは可動板（上側）、固定板（下側）の両方を含むものとなる。解析モデルと寸法、境界条件を Fig.5.1 に示す。対象はメートル並目ねじ M16 であり、ねじ山寸法は 6G/6h の公差域の中央とする。おねじ、めねじのねじ山数はそれぞれ 10 ピッチ、5 ピッチであり、ボルトはナットから 2 ピッチ分突き出している。ただし、モデルの簡略化のため、ねじ谷底の丸みは考慮していない。初期締結力は 76.7kN とし、初期締結力を発生させた後、可動板の上面の一部に軸方向荷重を作用させ、可動板の側面に軸直角方向外力を作用させる。軸方向外力 W は、0kN から 100kN まで、20kN ごとに設定する。軸直角方向外力として、0.3mm の強制変位を与える。接触要素は、ねじ山接触面、ボルト座面、ナット座面、被締結物間に設定し、摩擦係数は 0.10 とする。材料定数は、ボルト、ナット、固定板について、ヤング率 205GPa、ポアソン比 0.3 とする。可動板については、その剛性の影響を調べるために鋼を想定してヤング率 205GPa、ポアソン比 0.3 とした場合と、アルミニウムを想定してヤング率 71GPa、ポアソン比 0.33 とした場合の 2 種類を扱う。

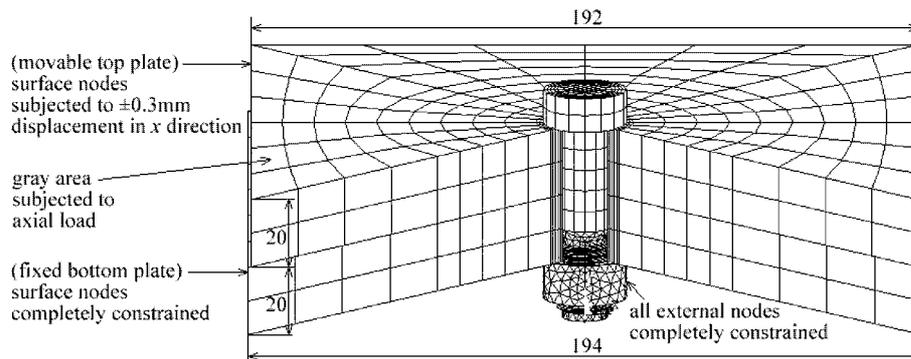


Fig. 5.1: Finite element model for loosening due to dynamic transverse load and static axial load.

5.3 解析結果

5.3.1 軸方向外力によるボルト軸力の変化

まず、ボルトに 76.7kN の初期締結力を発生させ可動板に軸方向外力を作用させた状態における、ボルト軸力および被締結物間接触力を示す。Fig.5.2 に軸方向外力の作用に伴うボルト軸力の変化を示す。これより、外力が 60kN 程度までの範囲においては軸力の増加は小さいものの、それ以降外力が初期締結力に近づくと軸力の増加が次第に大きくなり、外力が初期締結力を超えると軸力は外力に漸近していくことが分かる。従来、外力と軸力増加の関係は線形関係として扱われ、内外力比として表されてきたが、実際には非線形性を示すことが分かる。また、剛性の低いアルミニウムの可動板の場合の方が非線形性が強い。次に、鋼の可動板の場合における被締結物間接触力を Fig.5.3 に示す。ここでボルト軸力および可動板に作用する全接触力を併せて示す。可動板に作用する全接触力は、被締結物間接触力とボルト座面における接触力（すなわちボルト軸力）の和として求めた。これより、外力 80kN の状態で被締結物間の接触はほぼ失われ、外力が 100kN に達すると可動板は完全に遊離していることが分かる。しかし、可動板が遊離した後は外力がすべてボルト軸力となるため、可動板に作用する全接触力という点では、外力が 80kN 付近で極小となっている。

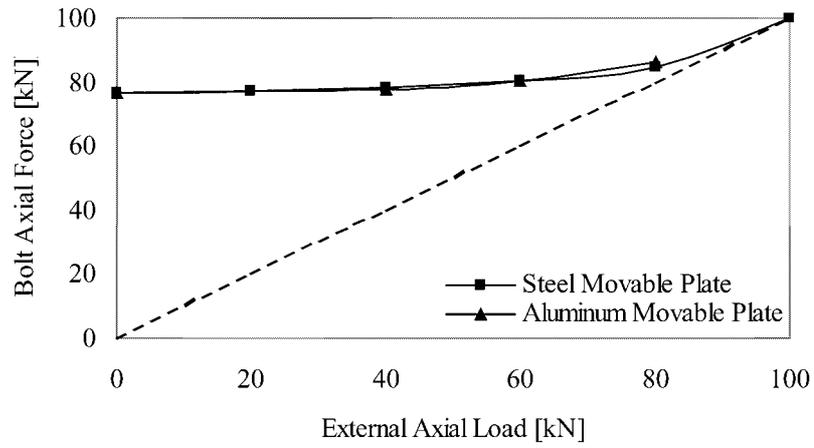


Fig. 5.2: Relation between external axial load and bolt axial force.

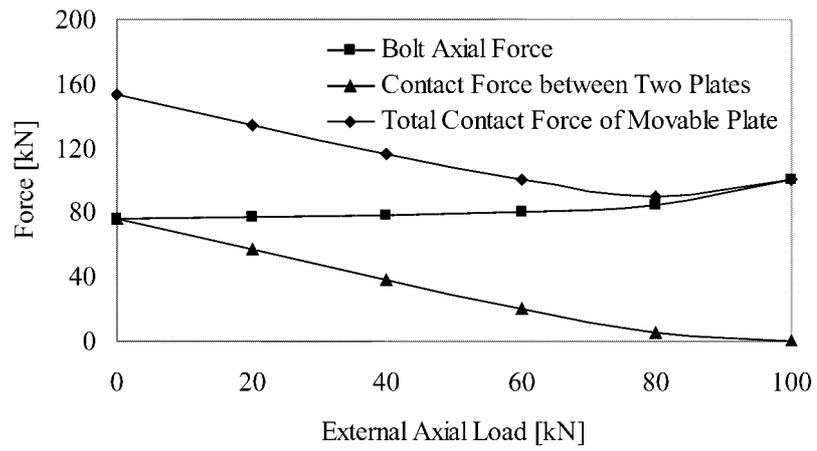


Fig. 5.3: Relation between external axial load and contact force to movable plate.

5.3.2 軸直角方向振動によるボルト締結体のゆるみ

鋼の可動板の場合における可動板並進変位と可動板に作用する並進力の関係を Fig.5.4 に示す。点 B が右死点，点 D が左死点である。曲線は 3 種類の勾配を持つ勾配部から成り，勾配が急な順に，勾配部 1 (OO" 間，BB" 間，DD" 間)，勾配部 2 (O"O' 間，B" B' 間，D" D' 間)，勾配部 3 (O' B 間，B' D 間) に分けられる。本解析結果は，Fig.3.6 とは異なり平坦部が見られない。これはボルト座面において並進すべりが発生していないことを意味する。これらの 3 つの勾配部において発生する現象は，Fig.5.6 に示すねじ面，ボルト座面，および被締結物間における接触状態で以下のように特徴づけられる。

- 勾配部 1 (OO" 間，BB" 間，DD" 間)

Fig.5.6 の BB' 間の状態より，ねじ面，ボルト座面，被締結物間，すべての接触面の一部が固着していることが分かる。したがって，この領域では可動板に作用する並進力によって締結体全体が弾性変形している。そして点 O" における荷重は被締結物が並進を開始するのに要する荷重である。第 3 章，第 4 章における解析では可動板のみをモデル化し，被締結物間の摩擦を考慮していなかったため，観察されなかった過程である。

- 勾配部 2 (O"O' 間，B" B' 間，D" D' 間)

Fig.5.6 の O"O' 間，B" B' 間の状態より，可動板は並進しているもののボルト座面およびねじ面の一部が固着していることが分かる。そのため，接触面で回転方向あるいは並進方向のすべりは生じず，可動板の並進に伴ってボルトに曲げが生じる。

- 勾配部 3 (O' B 間，B' D 間)

Fig.5.6 の O' B 間，B' D 間の状態より，ねじ面全面においてすべりが発生していることが分かる。そのため，ボルトねじ面において回転方向の変位起こり，ボルト軸部のねじれが進行する。同時に，ボルト座面において微小な回転が見られる。

Fig.5.7 に軸方向外力 0kN の場合における第 1 周期のゆるみ角を示す。これより，ボルト座面に並進方向のすべりが発生しない場合においても，ゆるみが進行することが分かる。

次に，アルミニウムの可動板の場合における可動板並進変位と並進力の関係を Fig.5.5 に示す。比較のために鋼の可動板の場合の結果を併せて示す。これより，剛性の低いアルミニウムの可動板の場合には，全体的に曲線の勾配が小さく，並進に要する並進力が小さいことが分かる。

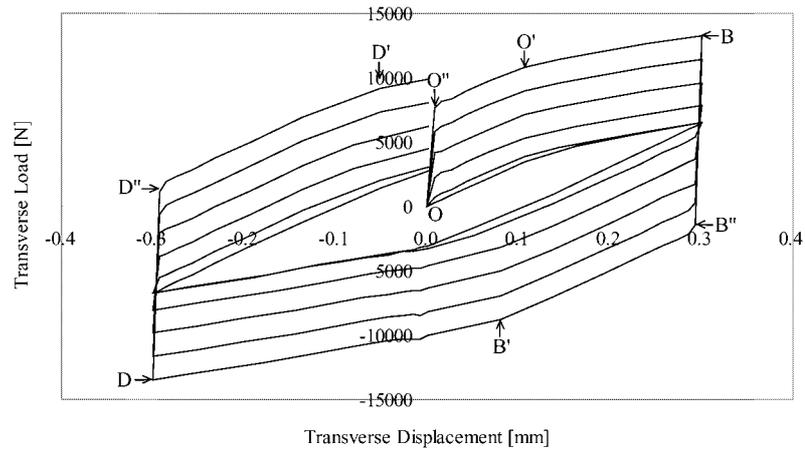


Fig. 5.4: Hysteresis loop in the case of steel movable plate.

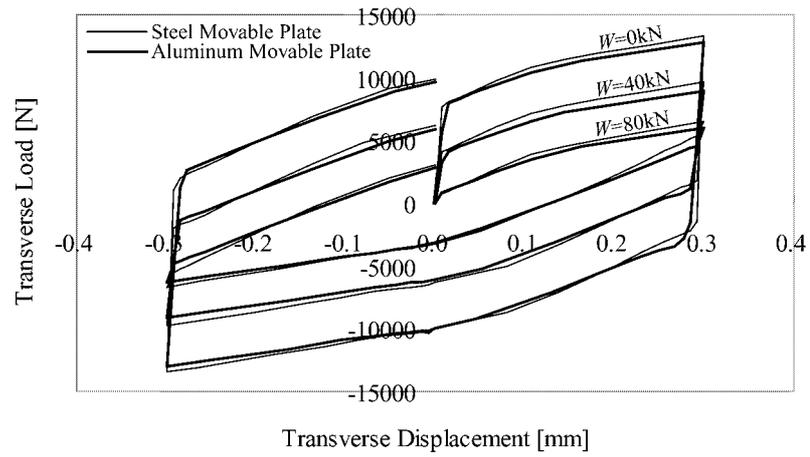


Fig. 5.5: Hysteresis loop in the case of aluminum movable plate.

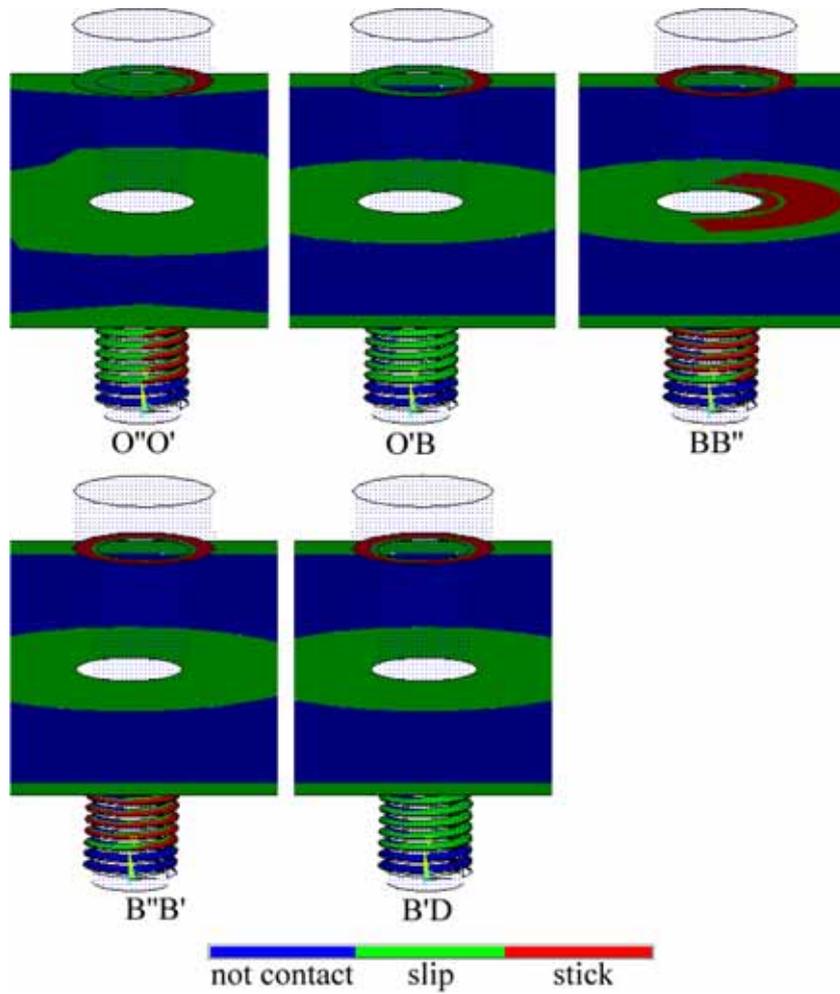


Fig. 5.6: Contact surface state during loosening process.

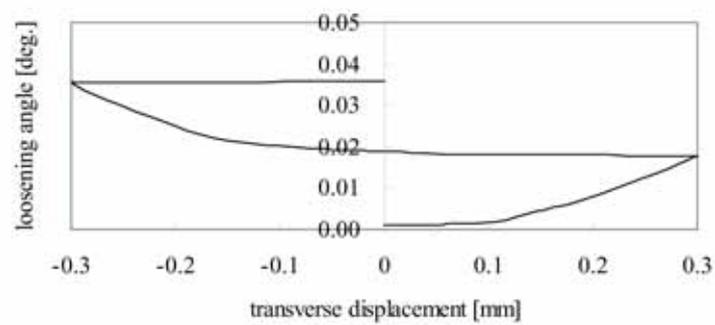


Fig. 5.7: Loosening angle.

5.4 考察

Fig.5.4 より，軸方向外力が大きくなるほど並進に要する並進力が小さくなることが分かる．Fig.5.4 の点 B における並進力を Fig.5.8 に示す．これより，軸方向外力の変化に伴う並進力の変化は Fig.5.3 に示した可動板に作用する接触力の変化と同様の傾向を示していることが分かる．したがって，可動板に作用する接触力が小さくなるため並進に要する並進力が小さくなるといえる．しかし，Fig.5.4 より，ゆるみの進行過程の概略は，軸方向外力の大きさによらないことが分かる．ただし，外力 100kN の場合には可動板が遊離しているため，被締結物間接触面にすべりが発生するまでの過程である勾配部 1 は見られない．

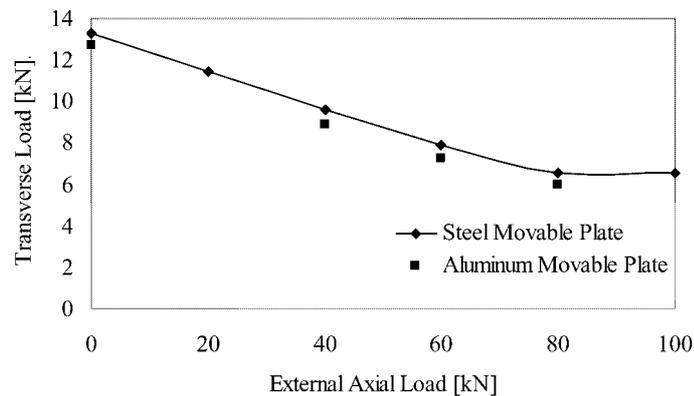


Fig. 5.8: Maximum transverse load in the loosening process.

5.5 結言

可動板，固定板を含む有限要素モデルを用いて，軸方向一定外力下において軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみの解析を行った．以下に本章の結論を示す．

(1) 軸方向外力の増加に伴うボルト軸力の変化は，従来考えられていた線形関係とは異なり，非線形性を示すことが明らかとなった．また，この非線形性の度合いは被締結物の剛性によって変化することを示した．

(2) 軸方向一定外力により被締結物に作用する接触力が減少するため，並進に要する並進力が小さくなることを示した．

(3) 固定板をモデル化したことによって，ねじ面ですべりが発生する前に被締結物間ですべりが発生することを明らかにした．しかし，軸方向外力によって被締結物が遊離している場合にはこの過程は見られない．

以上のように，従来行われてきた可動板と固定板の間に鋼球を挟んだ締結体に外力を作用させるゆるみ試験よりも実構造に近い締結体の挙動を三次元有限要素法により明らかにすることができた．

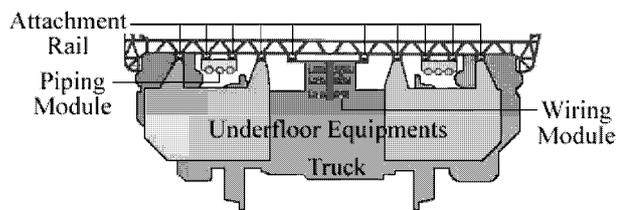
第6章 艤装レール締結体の性能評価

6.1 緒言

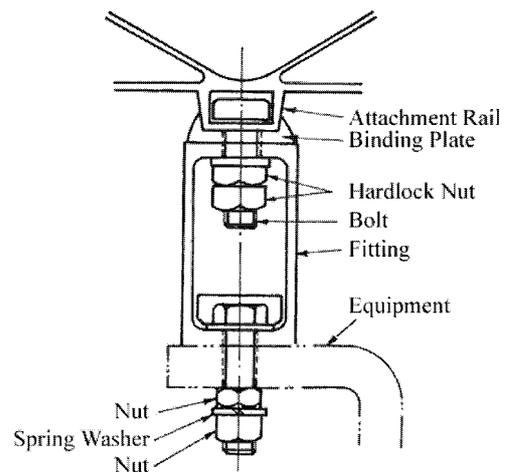
前章において、複数の外力が作用する場合の締結体の挙動として、軸方向一定外力および軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみ挙動を評価した。本章では、そのような外力環境にある実構造物を扱う。対象は、鉄道車両構体に一体成形された艤装レールを用いた床下艤装品締結部である。本構造は、アルミニウム合金製の中空押出型材により構成される車両において採用されている形式であり、Fig.6.1 に示すように艤装品は吊金具を介して艤装レールに固定される [25]。長年にわたり地下鉄、新幹線車両等に採用され、強度上問題のないことが確認されている [26] が、これまで大きく形を変えることなく実用に供してきた本構造において、さらなる簡素化を達成するためには、強度評価のみならずゆるみに関する評価が求められると考えられる。そこで、三次元有限要素解析を用いて、艤装品締結部のゆるみに関する評価を実施し、その結果より締結部のゆるみに対する設計指針を示す。

本章の構成を以下に示す。

- 緒言
- 有限要素解析手法
- 解析結果
- 考察
- 結言



(a) underfloor equipments attached to attachment rail



(b) detail of underfloor bolted joint[25]

Fig. 6.1: Underfloor bolted joint.

6.2 有限要素解析手法

有限要素モデルを Fig.6.2 に示す．有限要素モデルはボルト，ナット，艀装レール，吊金具から構成されるが，艀装レールと吊金具に関しては一部のみをモデル化する．ボルトは，頭が四角形の特殊なものである．また，実際に使用されるナットはハードロック工業(株)より販売されているハードロックナットであるが，本研究では1種六角ナットを丸ナットとしてモデル化する．ねじ呼び径はメートル並目ねじ M16 であり，ねじ山寸法は 6H/6g の交差域の中央とする．ただし，ねじ谷底の丸みは考慮していない．ねじ山，ボルト座面，ナット座面，艀装レール-吊金具間に存在する接触面には接触要素を設定する．摩擦係数は，0.10，0.15，0.20 の3通りを設定するが，すべての接触面について同一の値とする．材料定数は，ボルト，ナット，吊金具については，ヤング率 205GPa，ポアソン比 0.30 とし，艀装レールについてはヤング率 71GPa，ポアソン比 0.33 とする．

本章では，ナットの締付けによる締結力発生 of 解析と，軸方向外力下での軸直角方向振動によるゆるみの解析を行う．境界条件を Fig.6.3 に示す．両方の解析に共通して，構体切断面を固定とし，構体および艀装レールの端面を並進方向拘束する．ナット締付け of 解析では，上述した境界条件に加えて，ナット側面に周方向強制変位を与える．ゆるみの解析では，まず，吊金具下面の一部に軸方向一定外力を作用させる．本研究では，質量 430kg のバッテリー箱を 4 箇所の締結部で支持する場合を扱う．すなわち，1 箇所の締結部が負担する自重 W は 1053.5N であり，この軸方向荷重を基準と考える．次に，吊金具の端面に強制変位を与えることにより振動させる．本研究では，まず Table 6.1 に示す英国 of 鉄道規格 GM/RT2100 において定められた荷重に相当する振動を扱い，後にそれよりも大きな荷重に相当する振動を作用させてゆるみ挙動を考察する．

Table 6.1: Cyclic loading condition according to GM/RT2100 in the case of axial load $W = 1053.5\text{N}$ [17].

Loading Direction	Acceleration [m/s^2]	Load [N]
Lateral	0.15	158.0
Longitudinal	0.2	210.7

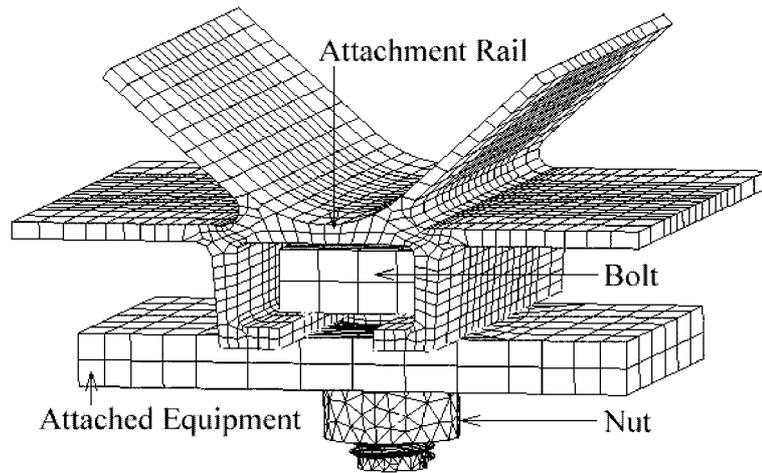


Fig. 6.2: Finite element model for loosening of bolted joint of underfloor equipment with attachment rail.

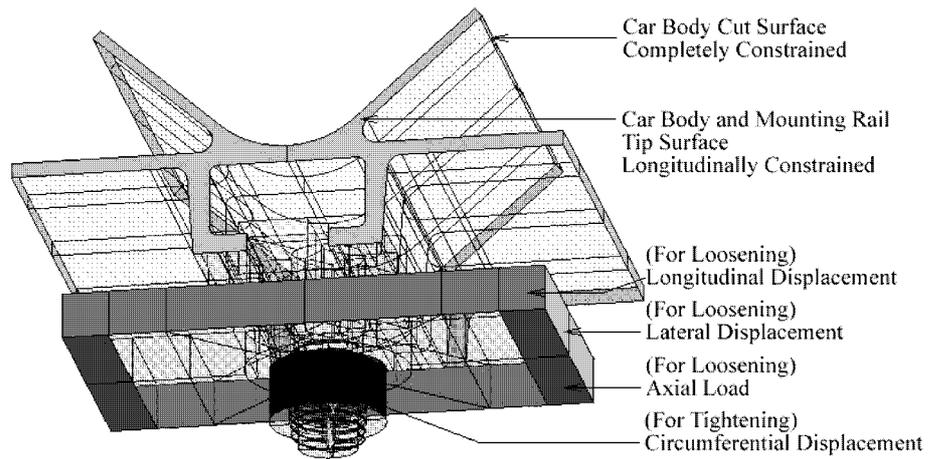


Fig. 6.3: Boundary condition of analysis for tightening and loosening.

6.3 解析結果

6.3.1 艤装レール締結体の締付け

まず、ナットの締付けにより発生する締結力と、締付けに要する締付けトルクとの関係を Fig.6.4 に示す。(2.14) 式に示した締結力と締付けトルクとの関係を併せて示す。これより、本解析結果は、(2.14) 式の関係よりも要する締付けトルクが小さく、非線形性を示すことが分かる。(2.14) 式では、円筒状の被締結物を対象として座面圧力分布を一様と仮定していることや被締結物の剛性を考慮していないことが、この差異の原因であると考えられる。また、Fig.6.4 より、実際の締付けトルクである $95\text{N}\cdot\text{m}$ に対して発生する軸力を求めると、摩擦係数 0.10 の場合には 48.8kN 、摩擦係数 0.15 の場合には 35.1kN 、摩擦係数 0.20 の場合には 27.3kN の軸力が発生することが分かる。従って、摩擦係数の変化に伴って、発生する軸力は大きく変化する。

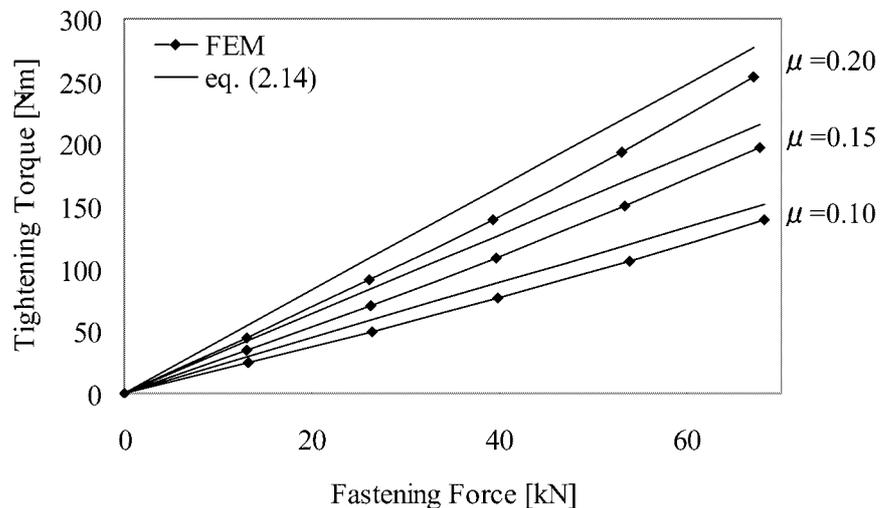


Fig. 6.4: Relation between fastening force and tightening torque.

6.3.2 軸直角方向振動による艀装レール締結体のゆるみ

ここでは摩擦係数 0.15 の場合の結果を示す．初期締結力は摩擦係数 0.15 とした場合のナット締付けの結果に対応して，95N・m の締付けトルクによって発生する 35.1kN とする．軸方向外力は自重 W ，軸直角方向外力は Table 6.1 の通りである．吊金具並進変位と吊金具に作用する並進力の関係，吊金具並進変位とゆるみ角の関係，吊金具並進変位と締結力の関係をそれぞれ Fig.6.5 ， Fig.6.6 ， Fig.6.7 に示す．並進変位と並進力の関係はループ状とはならず，直線状となることが分かる．これは，並進力が小さいため，ねじ面およびナット座面でのすべりが発生しなかったためである．そのため，ゆるみ角，締結力に関しては振動の初期において不安定な挙動が見られるものの，その後はともに一定値に落ち着き，ゆるみの進行は見られない．従って，現行の艀装品締結部は，十分な初期締結力を発生させることができれば，GM/RT2100 規格の上ではゆるみは発生しないといえる．また，Fig.6.5 より，幅方向の並進に比べて，長手方向の並進の方が一桁程度剛性が高いことが分かる．

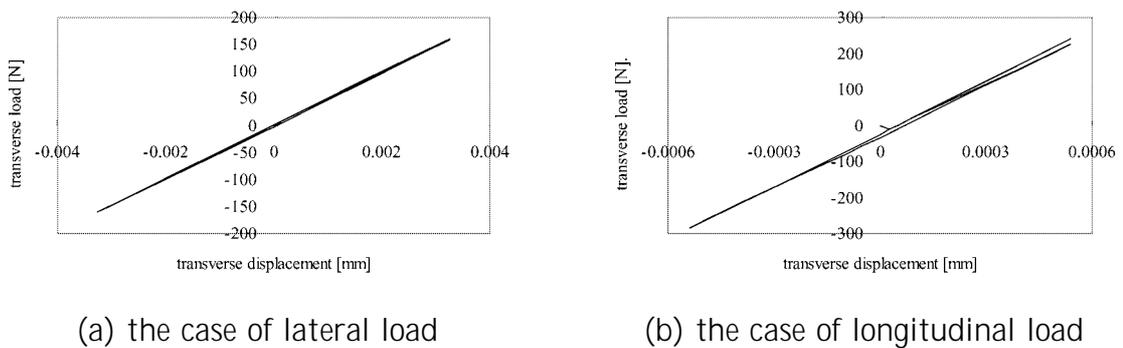


Fig. 6.5: Hysteresis loop in the case of transverse load according to GM/RT2100.

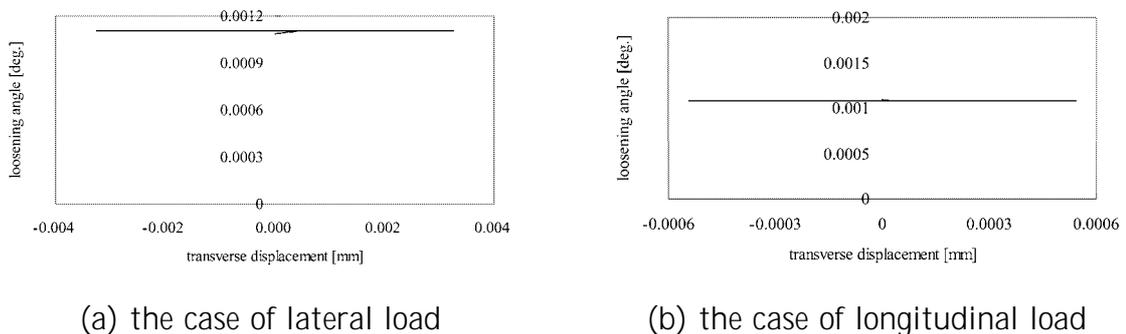
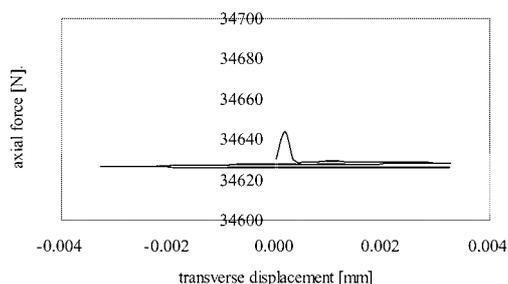
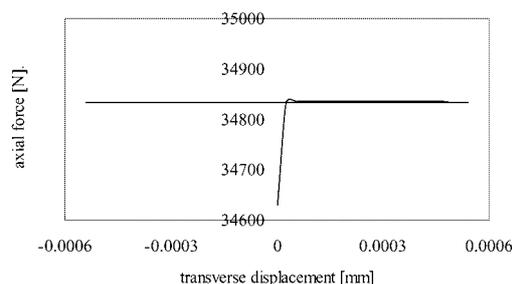


Fig. 6.6: Loosening angle in the case of transverse load according to GM/RT2100.



(a) the case of lateral load



(b) the case of longitudinal load

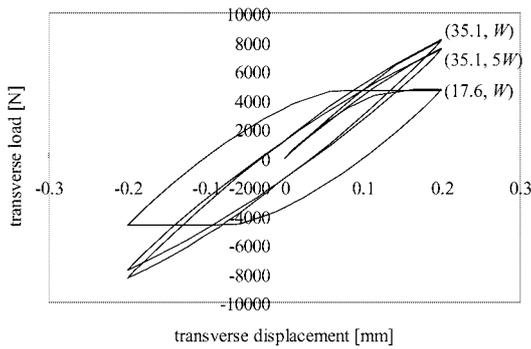
Fig. 6.7: Reduction of bolt axial force in the case of transverse load according to GM/RT2100.

6.4 考察

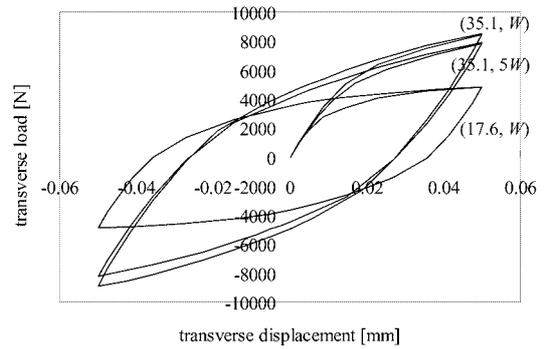
6.4.1 軸方向外力がゆるみに及ぼす影響

上述の結果より、設計上締結部はゆるまないことが明らかとなったが、ここで締結部がゆるまない条件を求めるために、初期締結力、軸方向外力、吊金具並進変位を新たに設定して解析を行う。初期締結力は、35.1kNに加えて、その3/4、1/2の値（26.3kN、17.6kN）を扱う。軸方向外力は、自重Wに加えて、その3倍、5倍の値（3W、5W）を扱う。また、並進変位は締結部にゆるみが発生するのに十分大きな値として約8kNの並進力に相当する値（幅方向0.2mm、長手方向0.05mm）とする。

摩擦係数を0.15の場合における吊金具並進変位と吊金具に作用する並進力の関係をFig.6.8に示す。軸方向外力がWの2つの場合を比較すると、初期締結力17.6kNの場合は、初期締結力35.1kNの場合に比べて小さな並進力で曲線の勾配が緩やかになり始め、ナット座面および艀装レールに対して吊金具が一定の並進力で並進すべりをしている部分が存在する。締結力が1/2であることから、曲線の勾配が変化する点の荷重も1/2になると考えられる。また、初期締結力が35.1kNの2つの場合を比較すると、軸方向外力5Wの場合は、第8章で示したように吊金具に作用する接触力が小さくなるため、要する並進力が小さいことが分かる。幅方向振動の場合と長手方向振動の場合を比較すると、長手方向の方が並進力に対する剛性は高いものの、接触面におけるすべりの発生に要する並進力の差は小さいといえる。



(a) the case of lateral load



(b) the case of longitudinal load

Fig. 6.8: Hysteresis loops when friction coefficient is 0.15 ((fastening force, axial load) in the figure).

6.4.2 ゆるみに要する並進力の推定

初期締結力 35.1kN，軸方向外力 W ，幅方向振動の場合に対するゆるみ角の変化を Fig.6.9 に示す．これより，振動周期の中で，ゆるみが進行する部分とそうでない部分が存在することが分かる．したがって，ゆるみが始まる点を特定することができ，さらに Fig.6.8 よりゆるみが始まるのに必要な並進力を求めることができる．摩擦係数 0.15 の場合にゆるみが発生するのに要する並進力を Fig.6.10 に，軸方向外力 $3W$ の場合にゆるみが発生するのに要する並進力を Fig.6.11 にそれぞれ示す．各初期締結力に対して，並進力が Fig.6.10，Fig.6.11 に示した直線の下方であれば，ゆるみは発生しないといえる．

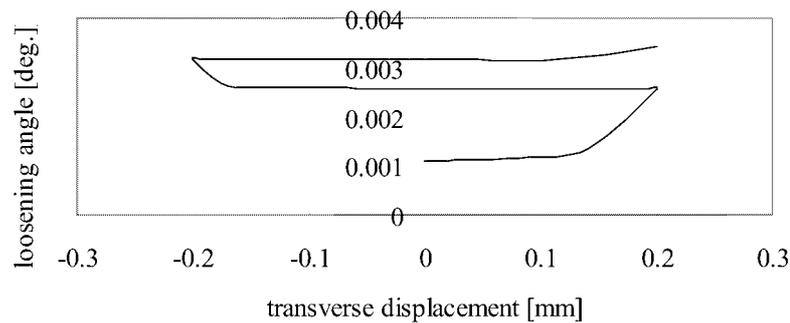
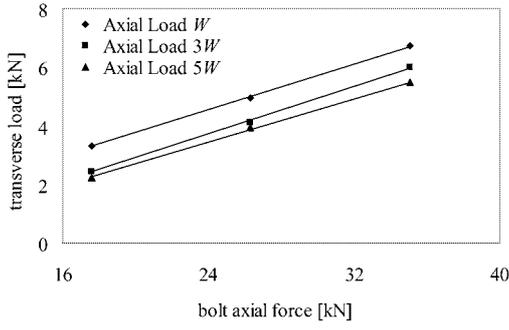
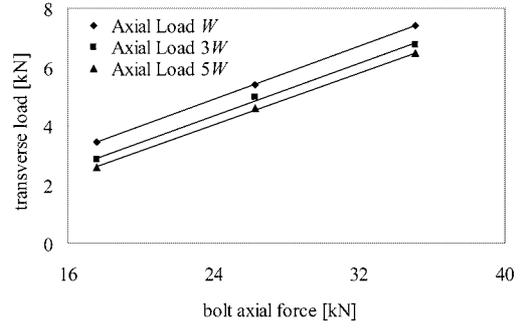


Fig. 6.9: Nut loosening angle during loosening process in the case of fastening force 35.1kN, axial load W .

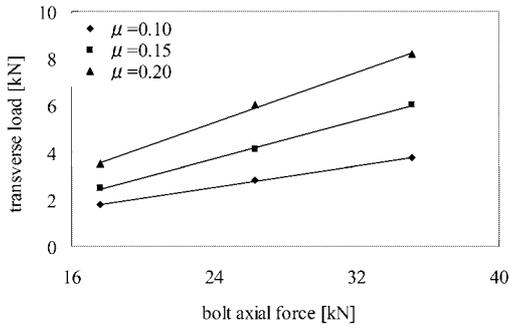


(a) the case of lateral load

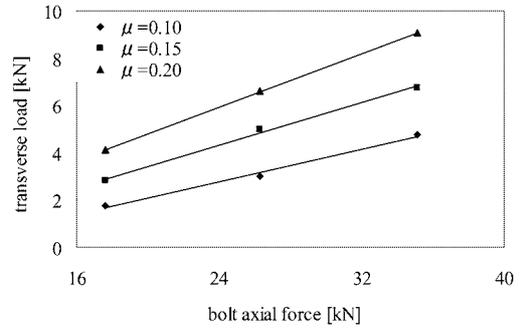


(b) the case of longitudinal load

Fig. 6.10: Transverse load required to cause loosening when friction coefficient is 0.15.



(a) the case of lateral load



(b) the case of longitudinal load

Fig. 6.11: Transverse load required to cause loosening when axial load is $3W$.

6.5 結言

軸方向一定外力下において軸直角方向外力を受ける締結体として、鉄道車両の床下艀装品締結部を扱い、三次元有限要素解析によりゆるみの評価を行った。以下に本章の結論を示す。

(1) ナットの締付けの解析の結果、締結力と締付けトルクの関係には非線形性が見られた。これは接触面における圧力分布が一樣でないことや被締結物の剛性が低いためであると考えられる。実際の締付けトルクである 95N・m で締付けを行う場合には、摩擦係数 0.10 と 0.20 の場合とでは、発生する締結力に 20kN 程度の差が見られた。

(2) 軸直角方向外力によるゆるみの解析の結果、設計通りの初期締結力を発生させることができれば、英国の鉄道規格 GM/RT2100 において規定された荷重条件を作用させた場合には接触面にすべりが発生しないため、ゆるみは発生しないことを示した。

(3) 規格値を超える外力を作用させ、ゆるみを発生させる解析を実施した。このとき、初期締結力の低下に加えて軸方向外力がゆるみの進行を促進することを示した。さらに、ゆるみ角の変化の様子からゆるみの開始点を同定し、荷重変位曲線を用いてゆるみの発生に要する荷重を明らかにした。その結果、小さな初期締結力、小さな摩擦係数に加えて、大きな軸方向外力により、ゆるみが発生するのに要する並進力が小さくなることを示した。以上のように第 2 章、第 3 章で示したボルト締結体の締付け、および軸直角方向外力によるゆるみに関する三次元有限要素解析手法は実構造に対しても適用することが可能であることを示した。これにより、従来より高い精度で稼働時の締結体の挙動を予測することが可能になると考えられる。

第7章 結言

三次元有限要素解析によりボルト締結体の締付けおよびゆるみの解析を実施し、ゆるみのメカニズムを明らかにした。本解析手法を三次元的な幾何形状を有する締結体に適用する対象として、大喜工業㈱において開発されたスーパースリットナットを使用した締結体、および鉄道車両の床下艤装品締結部を扱い、ゆるみ挙動評価を実施した。本解析手法により、実構造物における締結体のゆるみの予測およびゆるみ防止設計をより高い精度で行うことができると考えられる。以下に本研究の結論を示す。

(1) 三次元有限要素解析により、ボルト締結体の締付けの際の挙動を明らかにした。ボルト、ナット、円筒形被締結物で構成される締結体において、ナットの周方向に強制変位を与えることによりナットを締め付け、発生する締結力と締付けトルクの関係を示した。本解析では、接触面圧力分布や締結体の弾性変形を考慮して解析を実施した結果、締結力と締付けトルクの関係に非線形性が見られ、これまで使用されてきた関係式よりも締付けトルクの値は小さく評価された。また、締付けトルクを除荷した後、ボルトのねじれの解放に伴いナットはわずかに戻り回転を起こし、締結力が低下することを示した。

(2) 三次元有限要素解析により軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみのメカニズムを明らかにした。軸直角方向外力作用時におけるねじ面、ボルト座面の接触状態、およびボルト軸部のねじれ角を観察することにより、従来ゆるみの開始点と考えられていたボルト座面における並進すべりの発生以前に、ねじ面のすべりに伴ってボルト座面に微小な回転が発生することを示した。本解析手法を、山本らにより行われた実験、および最大限界のすべり幅 S_{cr} の評価式と比較を行った結果、本解析結果は軸直角方向外力と並進変位の関係など、定性的には従来行われた研究において示されたゆるみの挙動によく一致していることが分かった。結果の数値に差が見られる原因は、実験における測定精度の問題や接触面に存在する微小な凹凸の影響であると考えられる。一方、ゆるみは本来動的な現象であり、接触面の性状は時々刻々変化するものと考えられる。そのため、静的解析に基づく本手法において一度の解析で実際に現れる現象を捉えることは難しい。しかし、締結体の状態の変化を締結力と摩擦係数の変化に代表させ、実験において観察されるいくつかの特徴的な状態に対して本解析手法を実施しそれぞれの結果を組み合わせることで、実際の現象の変化を捉えることができるものと考えられる。

(3) 三次元有限要素解析によりスーパースリットナットの締付け、軸直角方向外力によるゆるみ、強度の評価を実施した。その結果、スーパースリットナットを使用した場合には、上部ねじ部の変形によるねじ面接触力の増加によりゆるみ止め効果を発揮することを示した。上部ねじ部の変形によって発生するねじ面接触力は締結力によらずほぼ一定であった。そのため、1種六角ナットを使用した場合と比較して、スーパースリットナット

を使用した場合のねじ面接触力は、締結力が 30kN の場合には約 1.6 倍であるのに対して、締結力が 2kN の場合には約 10.2 倍となり、締結力が小さいほどゆるみ止め効果が大いことを明らかにした。また、スーパースリットナットを締付ける際には、1 種六角ナットを締付ける際に比べて常に一定量だけ大きなトルク（プリベリグトルク）を要することが明らかとなった。プリベリグトルクの値は、大喜工業㈱で行われた実験によると 13.5N・m であったのに対し、本解析では 15～19N・m と、良く一致する結果を得られた。

(4) スーパースリットナットを使用した締結体において、ボルト軸の引張の解析により、ねじ谷底部分の強度に関しては 1 種六角ナットを使用した場合に比べて実用上問題となる差はないことを示した。スリット部に関しては、上部ねじ部の圧縮の際に高い応力が発生し、使用時にも高応力を維持する部位が存在する。そのため、その部位には亀裂の発生、進展の可能性を調べる必要があると考えられる。したがって、スリット部の破壊力学的評価を行うことが今後の課題である。

(5) 可動板、固定板を含む有限要素モデルを用いて、軸方向一定外力下において軸直角方向外力を受けるボルト締結体のゆるみの解析を行った。軸方向外力の増加に伴うボルト軸力の変化は、従来考えられていた線形関係とは異なり、非線形性を示すことが明らかとなった。そして、軸方向一定外力により被締結物に作用する接触力が減少するため、並進に要する並進力が小さくなることを示した。本解析においては有限要素モデルに固定板を含めたことによって、ねじ面ですべりが発生する前に被締結物間ですべりが発生することを明らかにした。これにより、従来行われてきた可動板と固定板の間に鋼球を挟んだ締結体に外力を作用させるゆるみ試験よりも実構造に近い締結体の挙動を三次元有限要素法により明らかにすることができた。

(6) 軸方向一定外力下において軸直角方向外力を受ける締結体として、鉄道車両の床下艀装品締結部を扱い、三次元有限要素解析によりゆるみの評価を行った。ナットの締付けの解析の結果、実際の締付けトルクである 95N・m で締付けを行う場合には、摩擦係数 0.10 と 0.20 の場合とでは、発生する締結力に 20kN 程度の差が見られた。軸直角方向外力によるゆるみの解析の結果、設計通りの初期締結力を発生させることができれば、英国の鉄道規格 GM/RT2100 において規定された荷重条件を作用させた場合には接触面にすべりが発生しないため、ゆるみは発生しないことを示した。そこで、規格値を超える外力を作用させ、ゆるみを発生させる解析を実施し、ゆるみ角の変化の様子からゆるみの開始点を同定し、荷重変位曲線を用いてゆるみの発生に要する荷重を明らかにした。その結果、小さな初期締結力、小さな摩擦係数に加えて、大きな軸方向外力により、ゆるみが発生するのに要する並進力が小さくなることを示した。

付録A 鉄道車両艤装レール締結部の破損リスク評価

本章では、鉄道車両艤装レール締結部の破損リスク評価の研究に関して、以下のように説明する。

- 緒言
- 評価対象
- リスクに基づく内装モジュール設計
- 側天井・荷棚モジュール解析モデル
- リスク評価結果
- 考察
- 結言

A.1 緒言

これまで、鉄道車両の設計にあたり、主に剛性、質量、強度などの因子を主たる要素として、改善が積み重ねられてきた [18]。このため、機能的に見たときには大幅な改善が行われたものと考えられるが、今後、さらなる改善を進めるためには、個別部品の構造変化や配置、材料変更などが派生して必要となるものと考えられる。その際、最終的な決断をするにあたっての意思決定のための合理的手段が必要である。ところが、このような観点からの研究は必ずしも十分に行われているとは言えない。

一方で、近年では、機械構造物の保守・検査においてリスク評価を意思決定手段のための手法として活用することが期待されており、ASME（米国機械学会）やAPI（米国石油学会）においては検査規格の策定が進行中である [19]。この場合、検査間隔や検査範囲の合理的決定、新規部品の交換に伴う妥当性の検証などにリスク評価が活用されている。いずれも、機械製品が運用段階に入ってから、合理化のためのリスク評価の活用ということがいえる。また、鉄道業界においても、現在欧米を中心としてリスク評価による安全性評価が導入されつつある。英国では、インフラ管理者、車両製作者など、鉄道に関わるあらゆる事業者に対して、Safety Case と呼ばれるリスク評価による詳細な安全性評価が課されている [20][21]。ここでは、過去の鉄道事故データベースに基づいて、様々な形態の事故の頻度とその被害の大きさが定量的に示され、鉄道を構成する個々の要素の性能向上が鉄道全体の安全性に及ぼす寄与の大きさを示す指標として用いられている。従来の Stress-Strength モデルによる評価の場合には、評価対象が破損確率であったのに対して、リスク評価の場合にはこれに加えて破損時の影響度も合わせて検討することに特徴がある。これにより、発生確率が高い因子だけでなく、影響の大きな因子の抽出が可能となり、より本質的な安全性を向上できるものと考えられる。

本研究においては、リスク評価の意思決定手段の機能を重視し、鉄道車両の合理化への導入を検討する。ただし、通常のリスク評価が運用段階で適用されるのに対して、ここでは設計段階での活用の可能性を検討する。対象とする構造は内装モジュールの一つである側天井・荷棚モジュールであり、締結部を含めた箇所への適用を主題とする。側天井・荷棚モジュールは、製造工程の短縮のためにはモジュール長の増大が望まれているものの、安全面から見た妥当性について検討が必要である。また、従来のボルト・ナット締結に代わる新規締結方式（スリーブかしめ締結 [22]）を導入した場合に、構造物全体にどのような効果をもたらすか、などの評価も求められる。このような評価を総合的に行うためには、締結部単体の機能評価や、単純な応力解析のみでは不十分である。特に、締結部の締結力に代表されるようにばらつきなどの不確実性もとりにれた上で安全性評価を十分に行うことが困難である。

リスク評価の場合、各締結部ごとに、その破損が全体にどの程度の影響を与えるかの評価が可能であるため、締結部に一対一に対応したリスクのランク付けが可能となる。しかも、破損確率の評価を用いるために、強度と荷重のばらつきを指標の中に反映できる。従って、安全性を最適化するための、構造形状や締結部配置の意思決定に活用できることが期待される。本研究では、車両の中の側天井・荷棚モジュールについて、リスク定義を

行い、有限要素解析結果に基づいてリスク評価を行い、構造形状や締結部配置の意思決定手段にリスクを活用することの妥当性を検証する。著者らは既報 [24] において、側天井・荷棚モジュールの材料値や締結力のばらつきに起因する締結部リスクを指標として、スリーブかしめ締結の有効性の確認と締結部配置の検討を行った。本研究では、リスク計算手法において、応答曲面法を用いた確率論的解析と、締結部負担荷重に基づいた影響度を導入するとともに、評価条件および評価対象について新たに設定する。評価条件に関しては、最も頻度が高く重要であると考えられる荷棚一様荷重の他に複数の荷重形態を設定する。評価対象に関しては、これまで対象としていた締結ボルトに加え、近年アルミニウム中空押出型材を用いた構体において導入が進められている艀装品取付け用レール（艀装レール）[25] を含めた評価を行う。艀装品に作用する振動や自重はすべて艀装レールで支持するため、既に行われた艀装レールの強度特性の検討 [26] に加え、締結部を構成するすべての要素を考慮したリスク評価により総合的な評価を行い、締結部破損の支配的な要因を解明することとする。

A.2 評価対象

A.2.1 側天井・荷棚モジュールおよび艤装レール

従来、鉄道車両の内装は部品単位で構体に取り付けられていたが、リサイクル、リユースの観点から部品点数削減、容易な着脱、リサイクル容易な材料の使用が求められるようになった。この要求に応えるものの一つとして、内装の構造・機能・デザインの自立化を目的としたアルミ合金製の内装モジュールが開発された [18]。内装モジュールは天井パネル、側天井・荷棚モジュール、側面パネルなどからなり (Fig.A.1[18])、各々を外部で組み立てた後構体に取り付けられる。構体には、長手方向に一樣な断面を持つ内装モジュール取り付け用レール (以後艤装レールと呼ぶ) が形成されており、ボルト等で内装モジュールが取り付けられる。本研究では内装モジュールの一要素である側天井・荷棚モジュールを対象とし、その締結部のリスクを評価する。

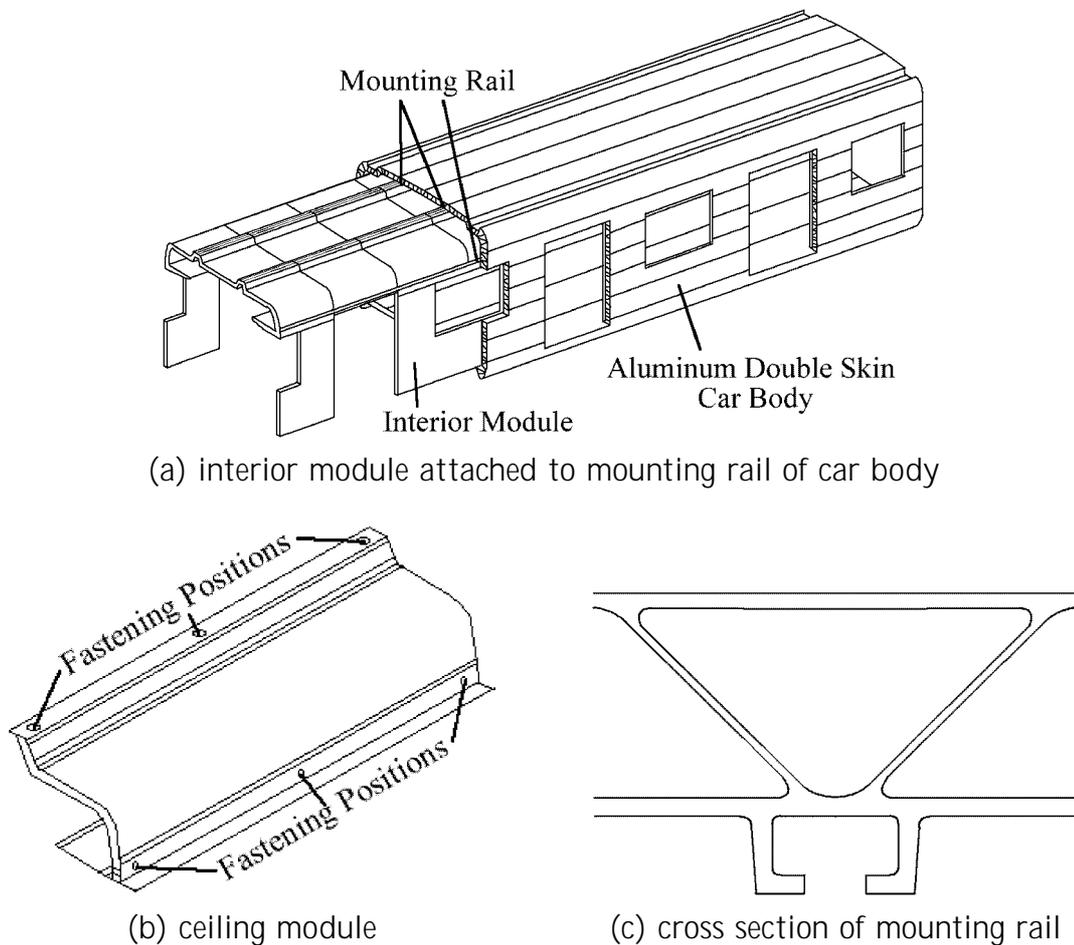


Fig. A.1: Interior module attached to mounting rail of car body[18].

A.2.2 スリーブかしめ締結 [22]

従来、鉄道車両の内装や艤装の固定には小ねじによる締結やボルト・ナット締結が広く用いられてきたが、締結信頼性の向上、締結作業性の向上、メンテナンス容易等の要求から、従来の締結形式に代わる新締結としてスリーブかしめ締結が開発され採用されつつある [18]。スリーブかしめの構成を Fig.A.2 に示す。クリンプのついたボルトと雌ねじのないナット状のスリーブで構成されており、専用の工具を用いて締結する。締結工法は、ボルトを直接工具で引っ張り、その反力で雌ねじのないスリーブにボルトをかしめ、ボルトねじ山に食いつかせて雌ねじを成型し締結する工法である。この工法ではボルトを一定荷重で破断させて締結するため、工具の出力制御が不要となり安定した締結力を得ることができる。また、従来のボルト・ナット締結と異なり、ねじ山間に隙間がなく塑性加工による残存応力が作用しているため、高い軸力を得ることができる。従って、ボルト・ナット締結と比較すると、大きな初期締結力が得られること及び締結力のばらつきを小さく抑えられることに特徴がある。しかし、これらの効果は必ずしも明確に定量的には示されていない。そこで、ここでは新たにリスクを指標とした評価を試みる。

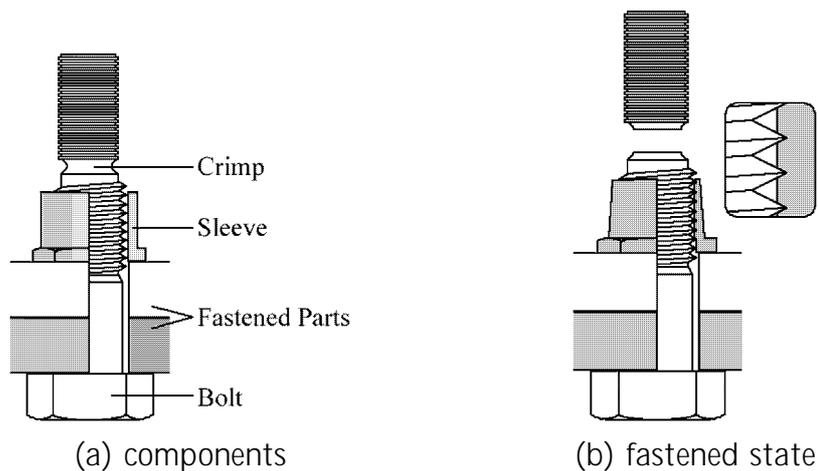


Fig. A.2: Sleeve-caulking fastening method[23].

A.3 リスクに基づく内装モジュール設計

A.3.1 問題の設定

本研究では，設計時点において側天井・荷棚モジュールの締結部に関してリスクを指標とした評価を行い，意思決定手段に利用することの有効性を検証する．第一に，内装モジュール技術の導入に伴って採用されたスリーブかしめ締結の有効性の評価である．スリーブかしめ締結は従来のボルト・ナット締結と比較して締結力の平均値が大きく，それにもかかわらず締結力のばらつきが小さいという特徴を持っている．そこで，この2種類の締結形式におけるそれらの違いがリスクの大きさに及ぼす影響を検討する．第二に，評価対象を拡張して艀装レールを含めた評価を行い，締結部破損においてボルトと艀装レールのどちらの破損が支配的であるかを明らかにする．第三に，現行のモジュールについて算出したリスクを基準として，パネル長を現行の倍にした場合の締結部配置の検討を行う．ここでは複数の荷重形態での評価を行う．

A.3.2 リスク定義

通常，荷棚モジュールのような部品の締結部に関する取り扱いは，締結部単体の機能改善が検討されるとともに，締結部の配置は作業工程の容易さや見栄えなどが主たる要因で決定されている．しかし，設計段階において，締結部配置やパネル長について意思決定が求められるとき，構造体の中における各締結部が担う役割を的確に評価することが求められる．その場合，強度のばらつきや，締結力のばらつきなどの不確定性因子についても配慮する必要がある．これまで，このような観点からの検討は必ずしも十分に行われていたとは言えない．そこで，ここでは新たにリスク概念を導入することとし，各締結部のリスク値の評価により意思決定と結びつけることを提案する．このためには，まず妥当性のあるリスクを定義しておく必要がある．

工学的リスクは，機械やシステムの故障確率と故障による被害の大きさの積として表される [19]．本研究では，モジュールの1箇所の締結部破損がモジュール全体の破損に至る可能性を評価する．そこで，締結部 i の破損確率を P_i ，締結部 i の破損がその他の締結部に及ぼす影響度を C_i として，締結部 i のリスク R_i を次式で定義する。

$$R_i = P_i \times C_i \quad (\text{A.1})$$

以下で，破損確率 P_i 及び影響度 C_i を求める手順を示す．

破損確率

破損確率 P_i を求めるにあたり，側天井・荷棚モジュールにおける荷重条件や周囲の環境を考慮した上で，主たる要因として次の5つの破損モードを考える [27]．

- (1) 過大荷重によるボルトの破壊 (破損確率 P_1)

- (2) 繰返し荷重によるボルト疲労破壊 (破損確率 P_2)
- (3) ボルトの回転ゆるみ (破損確率 P_3)
- (4) 過大荷重による艀装レールの破壊 (破損確率 P_4)
- (5) 繰返し荷重による艀装レール疲労破壊 (破損確率 P_5)

5つの破損モードは独立で、同時に発生することはないものと仮定する。すると、システムの信頼度は、それぞれの破損モードの直列系で表現されるため、

$$1 - P_i = \prod_{j=1}^5 (1 - P_j) \quad (\text{A.2})$$

であるが、 $P_j (j = 1, \dots, 5) \ll 1$ の場合、近似式として P_i は次式で与えられる。

$$P_i \approx \sum_{j=1}^5 P_j \quad (\text{A.3})$$

本研究では、締結部破損に影響を及ぼすと予想される、材料値、締結力、締結部摩擦係数のばらつきを考慮して破損確率を求める。破損確率に関する出力値（応力等）の確率分布は、応答曲面法を用いた確率論的解析により求める。まず、上述した入力値に確率分布を与え、実験計画法を用いた有限要素解析とその結果に対する回帰分析を行い、入力値の陽関数として出力値の近似式を求める。続いて、得られた近似式についてモンテカルロシミュレーションを行い、出力値の確率分布を求める [28]。最後に、出力値の確率密度関数 $f_S(x)$ と強度の確率密度関数 $f_R(x)$ とから、次式を用いて、出力値（応力）> 強度となる確率、すなわち破損確率を求める [29]。

$$P = \int_0^{\infty} \int_0^x f_R(\xi) d\xi f_S(x) dx \quad (\text{A.4})$$

入力値について設定した確率分布を Table A.1 に示す。確率分布は測定データが得られていないためすべて正規分布とし、変動係数 (C.O.V.) は大きめの値を設定した。ただし、2種類の初期締結力分布は実験値に基づいて設定した。以下で、各破損モード生起確率の計算方法を説明する。

- (1) 過大荷重によるボルトの破壊 (破損確率 P_1)

応答曲面法を併用した有限要素解析を行った結果得られる、締結物を表現したビーム要素に発生する最大引張応力の確率分布と、締結物強度分布との相対的位置関係から破損確率 P_1 を求める。

Table A.1: Scatter variables of input values (normal distribution).

Input Values	Mean	C.O.V.
Young's Modulus of Panels	71GPa	5%
Young's Modulus of Bolts	205GPa	5%
Initial Fastening Force : Bolt/Nut	2.7kN	13.0%
: Sleeve/Caulking	3.3kN	2.7%
Coefficient of Static Friction on the Contact Surfaces	0.15	5%

(2) 繰返し荷重によるボルト疲労破壊（破損確率 P_2 ）

疲労損傷を評価するためには締結部に発生する引張応力の応力振幅が必要であるが、車両構造の場合、応力振幅が明確に求められていない場合が多い。そこで、(1) で用いた締結部に発生する最大引張応力から応力振幅を推定する方法が経験的に用いられている。この応力振幅の確率分布と、締結物疲労強度分布との相対的位置関係から破損確率 P_2 を求める。

(3) ボルトの回転ゆるみ（破損確率 P_3 ）

回転ゆるみは被締結物が締結部座面に対して滑ることにより生ずると考える。そこで、回転ゆるみの生起確率 P_3 を、被締結物が締結部座面に対して滑ろうとする力 W の確率分布と、座面間摩擦力の確率分布とから求める。

(4) 過大荷重による艀装レールの破壊（破損確率 P_4 ）

(1) の場合と同様に、応答曲面法を併用した有限要素解析を行った結果得られる、艀装レール発生する最大引張応力の確率分布と、艀装レールの強度分布との相対的位置関係から破損確率 P_4 を求める。

(5) 繰返し荷重による艀装レール疲労破壊（破損確率 P_5 ）

(2) の場合と同様に、艀装レールに発生する最大引張応力から推定した応力振幅の確率分布と、艀装レールの疲労強度分布との相対的位置関係から破損確率 P_5 を求める。

影響度

影響度 C_i は、締結部 i の破損により残された締結部が負担する荷重の変化に基づく。ある締結部が破損した場合には、その締結部の負担荷重は残された締結部に均等に分配されることが望ましい。しかし、実際には、均等な分配量を超える荷重を負担する締結部が存在し、連鎖的な破損に至る可能性がある。そこで、均等な荷重分配に対する実際の荷重分配の比を考え、次の無次元量で影響度を定義する。

$$C_i = \frac{\text{締結部 } i \text{ 破損時の荷重分担変化の最大値}}{\text{正常時の締結部 } i \text{ の分担荷重} / (\text{締結数} - 1)} \quad (\text{A.5})$$

締結部 i 破損時の締結部荷重分担を求めるためには、締結部 i のビーム要素を省略したモデルを用いて有限要素解析を実行する。ここで、影響度 C_i は、最も頻度が高く重要と考えられる荷柵一様荷重の場合に対して計算した値とする。

A.3.3 リスクに基づく意思決定法

上記定義に基づいて、各締結部のリスク値を評価する。次に、リスク値の増減、リスクの適切配分などの観点から妥当性を検討し、意思決定を行う。

A.4 側天井・荷棚モジュール評価モデル

A.4.1 有限要素解析モデル

破損確率計算に用いる有限要素解析モデルを示す．有限要素解析ソフトはANSYSを用いる．本研究では，まずボルトの締結性能に着目した評価を行い，続いて締結部の支配的な破損モードを明らかにするために艤装レールを含めた評価を行う．そこで，まず破損モードとしてA.3.2項に示す(1)～(3)のみを考慮した艤装レールを含まないモデルとして，Fig.A.1(b)に相当する現行の側天井・荷棚モジュールの解析モデルをFig.A.3に示す．このモデルはシェル要素とビーム要素により構成されている．

続いて，艤装レールを含めた解析モデルを示す．この解析には，局所構造を単純化した全体モデルと，局所構造のみをモデル化したサブモデルを併用したズーム解析手法[30]を用いる．まず，Fig.A.4(a)に示す構体の一部を含めてシェル要素を用いて作成した全体モデルの解析を行い，締結部周辺の変位および各締結部の負担荷重を求める．次に，締結部周辺のみを忠実に再現したソリッドモデルにその結果を与えて解析を行い，艤装レールおよびボルト軸部の応力を求める．ここで，長手方向に一樣断面を持つ艤装レールの解析には，Fig.A.4(b)に示す2Dモデルを，円筒断面を持つボルト軸部の解析には，Fig.A.4(c)に示す3Dモデルを用いることとする．2Dモデルを用いる理由は，モデルの規模を縮小して計算時間短縮を図り，幅広い観点から検討するためである．

荷重条件は，荷棚荷重およびボルト締結力を考慮する．荷棚荷重に関しては，実物評価試験時の条件に従い，荷棚先端に1.96kN/mの一樣荷重を作用させる．3200mmのモデルに対しては，荷棚片側荷重と集中荷重も扱う．ボルト締結力に関しては，シェルモデルにおいてボルト軸部を表現したビーム要素およびソリッドモデルのボルト軸部に，締結力に相当する荷重を作用させる．

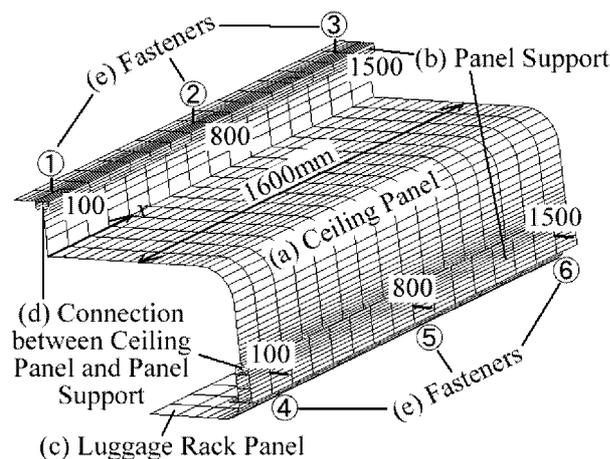
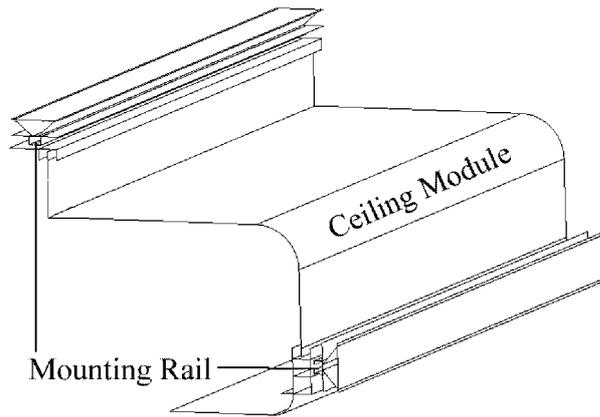
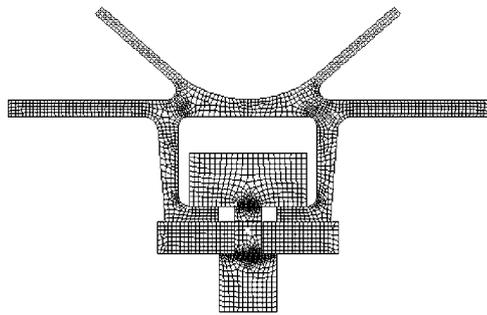


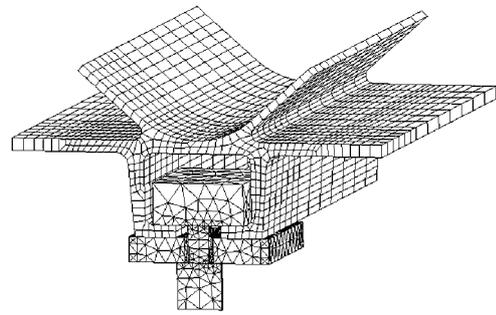
Fig. A.3: An analysis model of real module (① ~ ⑥ are fastener numbers, () are x-coordinate of fastener).



(a) 3D shell model with mounting rail



(b) 2D solid model for the analysis of mounting rail
(8389 nodes, 2713 elements)



(c) 3D solid model for the analysis of bolt axis
(8924 nodes, 9708 elements)

Fig. A.4: Analysis models including mounting rail.

A.4.2 評価対象モデル

評価を行うモデルの一覧を Table A.2 に示す．モデル1は Fig.A.3 に示す現行のモデルである．モデル1に関しては，艀装レールを含むものと含まないものを扱う．長さ 1600mm で上下 3 箇所ずつのスリーブかしめ締結部を持つ．モデル2は締結形式によるリスクの違いを調べるための比較モデルで，モデル1において締結部をボルト・ナット締結とした．モデル3は，新しいモジュールとして実用化が検討されている，Fig.A.5 に示す長さ 3200mm のモデルである．締結位置は 1600mm の場合の延長とし，スリーブかしめ締結部を上側 3 箇所，下側 6 箇所（等間隔）とした．モデル4は 3200mm のモデルにおいて締結位置最適化を行った結果得られたモデルである．

Table A.2: Models that are assessed in this study.
(S/C : Sleeve/Caulking Fastening, B/N : Bolt/Nut Fastening)

Model	Length [mm]	Fastening Type	Fastener : Upper / Lower	Mounting Rail
1	1600	S/C	3 / 3	Modeled / Not Modeled
2	1600	B/N	3 / 3	Not Modeled
3	3200	S/C	3 / 6	Not Modeled
4	3200	S/C	3 / 6	Not Modeled

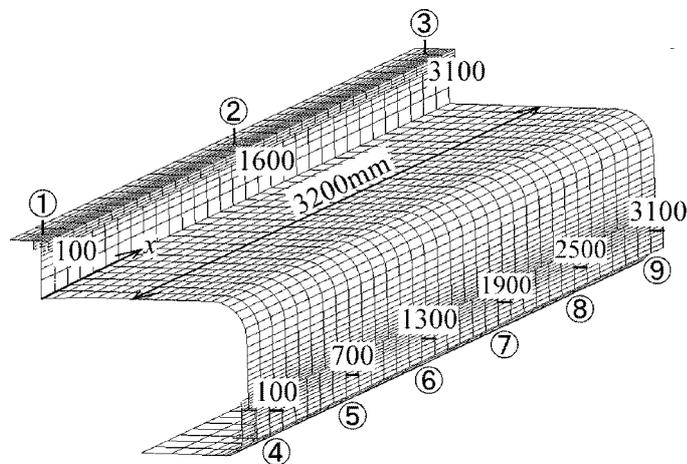


Fig. A.5: A 3200mm model with 9 fasteners (model 3).

A.5 リスク評価結果

A.5.1 実用化モジュールのリスク

Fig.A.3 に示す艀装レールを含まないシェルモデルによりモデル1 について評価を行った結果を Table A.3 に示す。これより、上側締結部（～）ではリスクはほぼ0となり、作用する荷重の大部分は下側締結部（～）が負担していることが分かった。特にモジュール両端の締結部のリスクが 6.33×10^{-8} 、モジュール中央の締結部のリスクが 1.98×10^{-3} となっており、下側中央締結部が大きなリスクを負っていることが分かった。

実物試験では、このモジュールを用いることにより十分な安全が得られることが実証されている。従って、以後、モデル1のリスクを基準として考えることにする。

A.5.2 スリーブかしめ締結の効果

ボルト・ナット締結を用いた場合と比較して、スリーブかしめ締結を用いることによりリスクをどの程度削減することができたのかを調べるために、モデル1において締結部をボルト・ナット締結としたモデル2 について評価を行った。Table A.3 において、モデル2の結果をモデル1の結果と比較すると、上側締結部（～）のリスクはほぼ0に抑えられているが、下側締結部（～）に関しては、リスクは $10^{-1} \sim 10^0$ オーダーと非常に大きな値となっている。従って、スリーブかしめ締結を用いることによるリスク削減効果は大きいと考えられる。

Table A.3: Risks of 1600mm models.

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners		
			Upper	Center	Lower
1	1600	S/C	~ 0	6.33×10^{-8}	1.98×10^{-3}
2		B/N	~ 0	8.73×10^{-1}	1.19×10^0

A.5.3 モジュール長さ 3200mm のモジュール

Fig.A.5 に示すモデル 3 について評価を行った結果を Table A.4 に示す。下側締結部に関して両端の締結部 と中央の締結部 の間でリスクに大きな差が見られる。また、下側締結間隔が 700mm であるモデル 1 の最大リスクが 1.98×10^{-3} である一方で、下側締結間隔 600mm であるモデル 3 の最大リスクが 3.77×10^{-3} であることから、モデル 3 はモデル 1 よりも締結間隔が小さいにもかかわらず最大リスクは大きい。従って、モデル 3 に関しては下側各締結部間でのリスク差を抑えるために、締結位置の改善が必要であると考えられる。

Table A.4: Risks of a 3200mm model(model 3).

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners			
			~ 0	~ 0	7.76×10^{-5}	3.77×10^{-3}
3	3200	S/C	~ 0	~ 0	7.76×10^{-5}	3.77×10^{-3}

A.6 考察

リスク的取り扱いにより，リスク低減効果に対する感度分析や締結部配置の最適化が可能であるため，意思決定のための副次的情報を得ることができる．

A.6.1 スリーブかしめ締結の効果

A.5.2 項よりスリーブかしめ締結を用いる効果をリスク評価により定量的に示し得ることを明らかにしたが，さらに，この効果が何に起因するのかを明らかにできれば，意思決定を補強するための有用な情報になると考える．ここでは，リスク削減効果に対して締結力の平均値とばらつきのどちらの違いによる影響が大きいのかを調べるために，Fig.A.3 のモデルの下側締結部について分散分析を行う [31]．まず，因子 A を平均値，因子 B を変動係数として，Table A.5 に示すように因子 A を 3 水準，因子 B を 5 水準設定し，各組み合わせについてリスク計算を行った．水準数は有意な結果が得られる程度の数を選び，水準値はできる限り等間隔になるように設定した．次に得られた結果を用いて，リスクに対する両因子の分散分析を行った．Table A.6 に示す結果より，締結部 と締結部 とで，リスク削減に対する寄与の大きい因子が異なることが分かる．また，締結力の平均値と変動係数以外の値はすべて完全に固定されているため，残差 e は因子 A と因子 B の相互作用を示す．よって，Table A.6 に示した寄与率はすべて有意な値であるといえる．

Table A.5: Two levels of two factors.

Factor A : Means of Fastening Force		Factor B : C.O.V. of Fastening Force	
Level	Value [kN]	Level	Value [%]
A ₁	2.7(B/N mean)	B ₁	13.0(B/N C.O.V.)
A ₂	3.0	B ₂	10.5
A ₃	3.3(S/C mean)	B ₃	8.1
		B ₄	5.4
		B ₅	2.7(S/C C.O.V.)

Table A.6: Contribution rate of mean and C.O.V. of the fastening force to risk.

(a) Fastener		(b) Fastener	
Factor	Contribution	Factor	Contribution
Factor A	25.7%	Factor A	62.8%
Factor B	54.7%	Factor B	9.8%
Residual e	19.6%	Residual e	27.4%

A.6.2 艀装レールを含めた評価

締結部破損において、艀装レールの破損とボルトの破損のどちらが支配的であるかを定量的に示すために、艀装レールを含むシェルモデルと、締結部を忠実に再現したソリッドモデルを用いて、モデル1について評価を行う。破損モードはA.3.2項に示した5つすべてを考慮する。

評価を行った結果を Table A.7 に示す。Table A.7(a) に示すリスクは Table A.3 と同様、下側中央のリスクが大きな値となった。また、Table A.7(b) はモデル1において締結部破損がない状態で、A.3.2項に示した各破損モードの生起確率を示したものである。これより、最も生起確率の高い破損モードは(3) ボルトの回転ゆるみである。これは、負担荷重の大きい下側締結部において、荷重の作用方向はボルト軸に垂直な方向であるため、被締結物の並進力が大きくなるためであると考えられる。一方、艀装レールには過大な引張力が作用しないため、艀装レールの破損確率は小さく抑えられた。以上より、側天井・荷棚モジュールにおいて、ボルトの破損が支配的であるといえる。

Table A.7: Risks of model 1 including mounting rail.

(a) Risks of Fasteners

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risks of Fasteners		
1	1600	S/C	~ 0	2.55×10^{-10}	3.89×10^{-5}

(b) Failure Probabilities of Each Failure Mode

Failure Mode	Failure Probability		
(1)	~ 0	~ 0	~ 0
(2)	~ 0	~ 0	~ 0
(3)	~ 0	3.83×10^{-11}	1.66×10^{-5}
(4)	~ 0	~ 0	~ 0
(5)	~ 0	~ 0	~ 0

A.6.3 締結位置によるリスク変化

締結位置最適化

A.5.3 項の結果より，3200mm のモデルにおいて締結位置を等間隔に設定したのでは各締結部間でのリスク差が大きくなることが分かった．そこで，これまでの解析からリスクに大きな影響を及ぼすことが分かった被締結物並進力 W をパラメータとして最適な締結位置を設定する．本来，締結位置の設定を行うためには，リスクについて最適化を行うべきであると考えられるが，最適位置の探索段階でリスク評価を行うことは，膨大な計算時間を要し，実用的でない．ここでは，リスクと相関のある W に着目して，おおよそ最適化した後に，リスクによる詳細な検討を行うこととする．

そこで，3200mm のモデルの下側締結部に注目し，1 回の解析により得られる被締結物並進力 W について，下側各締結部においてその最大値と最小値の差を最小化することを考える．Fig.A.5 に示したものと同様の 3200mm のモデルについて，両端の締結位置は固定し，締結位置の対称性を保った上でその他の締結位置を 100mm 単位で変化させて解析を行った．条件より，変化させる締結位置は，締結部 ($x = x_1$) と締結部 ($x = x_2$) の 2 箇所である．その結果，被締結物並進力 W の差が最小になるのは $x_1 = 1100\text{mm}$ ， $x_2 = 1200\text{mm}$ としたときであった．そこで，この締結位置を設定したモデル 4 について評価を行った．Table A.8 に示す結果をモデル 3 の結果 (Table A.4) と比較すると，リスク均等化を達成できたことが分かる．しかし，依然として下側締結部が荷棚荷重の大部分を負担している状態である．上側締結部にも下側締結部と同様に荷重を負担させることができれば，下側締結本数をさらに減少させることができるはずである．それには締結本数や位置の変更だけでは不可能であり，構造上の変更が必要であると考えられる．

Table A.8: Risks of optimized 3200mm model.

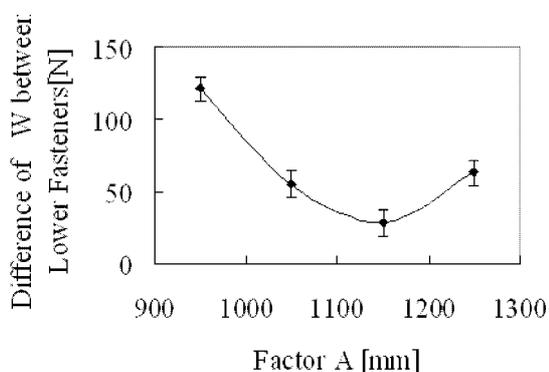
Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners			
			~ 0	3.65×10^{-5}	1.13×10^{-6}	2.68×10^{-6}
4	3200	S/C	~ 0	3.65×10^{-5}	1.13×10^{-6}	2.68×10^{-6}

最適化の検証

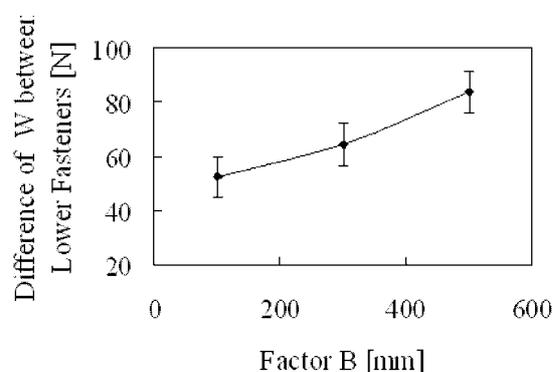
本項において、2箇所の締結位置を100mm単位で変化させて繰り返し静解析を行い、リスク均等化を図った。ここで、最適位置として設定した $x_1 = 1100\text{mm}$ 、 $x_2 = 1200\text{mm}$ の周辺における変化の傾向に関して、実験計画法を用いて調べる [31]。2箇所の締結部中点座標 $(x_1 + x_2)/2$ を因子 A、2箇所の締結部の間隔 $x_2 - x_1$ を因子 B として、リスクと相関のある被締結物並進力 W の下側締結部間での差に対する区間推定を行う。各因子の水準を Table A.9 のように設定した。Fig.A.6 に示す区間推定結果より、締結部の x 座標の平均値が 1100mm 付近で締結間隔が小さいとき、下側締結部間での W の差が小さくなることが分かる。ここで、1100 mm という値は両端の締結部間を 3 等分した位置である。従って、下側締結部を 6 箇所設定する場合、モジュール両端に 1 箇所ずつとその 3 等分点に 2 箇所ずつ設定するのが望ましいことが分かる。

Table A.9: Settings of level values of two factors.

Factor A		Factor B	
Level	Value [mm]	Level	Value [mm]
A ₁	950	B ₁	200
A ₂	1050	B ₂	400
A ₃	1150	B ₃	600
A ₄	1250		



(a) factor A



(b) factor B

Fig. A.6: Interval estimation of W to two factors.

A.6.4 荷棚荷重による影響

3200mmのモデル3,4について,荷棚片側荷重と集中荷重を作用させて評価を行う。片側荷重は,一様荷重と同様の1.96kN/mの荷重を締結部側1600mmにわたって作用させる。集中荷重は,締結部側の荷棚端から荷棚中央の間に5点設定し,各点一点ずつ作用させる。荷重の大きさは,荷棚端の点には1kN,その他の4点には2kNとする。

片側荷重を作用させた結果をTable A.10に示す。一様荷重の場合とは異なり,モデル4の下側締結部のリスクは均等とはならない。しかし,モデル3と比較すると,依然として各締結部間のリスク差は小さく抑えられている。また,5点それぞれに集中荷重を作用させた場合の最大リスクをTable A.11に示す。モデル4では,締結部の密度が高い位置($x = 1200\text{mm}$ 周辺)に荷重が作用した場合には,モデル3と比較してリスクは非常に小さな値に抑えられている。以上より,偏った荷重が作用した場合に対しても,モデル4はより良い性能を示すといえる。

Table A.10: The results of risk analysis in the case of one-side loads.

Model	Risk of Fasteners			
3	~ 0	8.50×10^{-12}	9.32×10^{-3}	7.65×10^{-9}
4	~ 0	1.22×10^{-3}	3.13×10^{-6}	4.17×10^{-10}

Table A.11: The highest risks in the case of concentrated loads.

x coordinate	load [kN]	Model 3	Model 4
0	1	6.38×10^{-1}	9.55×10^{-1}
400	2	6.93×10^0	7.03×10^0
800	2	1.13×10^{-1}	5.57×10^{-4}
1200	2	3.25×10^0	1.56×10^{-4}
1600	2	2.88×10^0	2.83×10^{-6}

A.7 結言

内装モジュール設計時にリスク評価を導入し、合理的設計が達成できる見通しを得た。以下に本章の結論を示す。

(1) スリーブかしめ締結法は、従来のボルト・ナット締結法と比較してリスクを低減できることを定量的に明らかにした。リスク削減効果には、締結力の平均値と分散が影響するが、その効果は締結位置によって異なることを、分散分析により明らかにした。

(2) 等間隔のスリーブかしめ締結部を有する 1600mm のモデルについて、艀装レールを含めた評価を行い、側天井・荷棚モジュールにおける支配的な破損モードはボルトの回転ゆるみであることを明らかにした。

(3) 適切な締結位置の設定により、リスクを抑えることができる。3200mm のモデルについて、リスクと相関の強いことが分かった被締結物並進力について最適化を行い、実験計画法によりその検証を行った。その結果、下側 6 箇所 の締結部を、モジュール両端に 1 箇所ずつとその 3 等分点に 2 箇所ずつ設定することにより、リスクの均等化を達成することができた。

(4) 3200mm のモデルについて、荷棚一様荷重の他に、片側荷重および集中荷重を作用させて評価を行った。その結果、一様荷重の下で締結位置の最適化を行ったモデルは、その他の荷重形態に対しても、等間隔の締結部を持つモデルより高い安全性を示すことが分かった。

以上のように、内装モジュールの設計段階にリスクベース設計を導入することにより、新工法の妥当性評価、形状変更による影響の見積もり、締結部の最適配置など、重要な意思決定に活用できることを示した。

付 録 B 有限要素解析モデルの詳細

ボルト締結体に対する有限要素法の適用は 1970 年代に始まった。これまで主に使用されてきた二次元軸対称モデルでは、モデルの規模（節点数，要素数）が小さくて済むという利点があるものの，幾何形状や荷重が軸対称のものに制限される。そのため，これまでの研究はねじ谷底の応力評価が主であった。それに対して，三次元モデルを使用することにより様々な幾何形状，荷重を扱うことができるため，ボルト締結体に関する幅広い現象を扱うことができると期待される。本研究では三次元有限要素モデルの利点を活かして，第 2 章でボルト締結体の締付け，第 3 章で軸直角方向外力によるゆるみの解析を実施した。本章では，第 2 章，第 3 章で使用した有限要素モデルの詳細を説明する。

B.1 第2章・締付けの有限要素モデル

B.1.1 ねじ寸法の設定

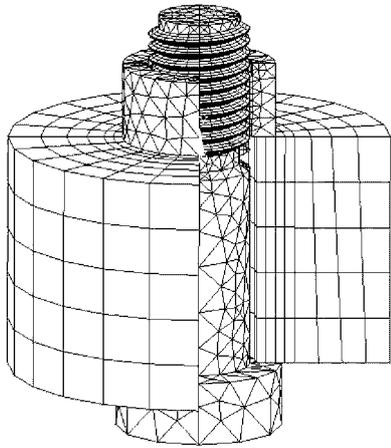


Fig. B.1: Finite element model for tightening a fastener.

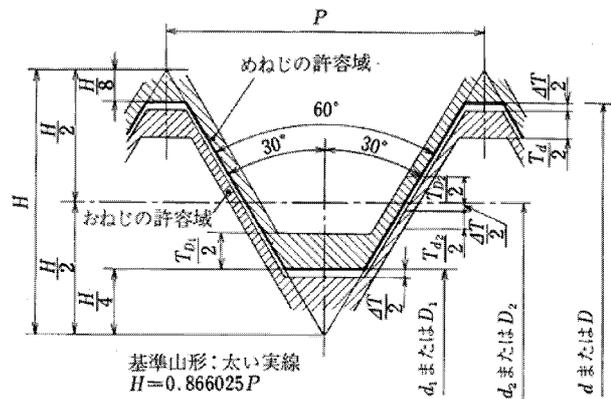


Fig. B.2: Dimension of metric thread[32].

まず，第2章で使用した有限要素モデルを Fig.B.1 に再掲する．対象としたねじはメートル並目ねじ M16（おねじ外径の基準寸法（呼び径） $d=16\text{mm}$ ，ピッチ $P=2\text{mm}$ ）である．モデルを作成するのに必要とされるねじ谷底，ねじ山先端の寸法は JIS B 0205 にしたがって計算することができる．メートルねじの基準山形，基準寸法，および許容域を Fig.B.2[32] に示す．図に示した寸法記号の値は，すべておねじ外径の基準寸法 d とピッチ P を用いて，以下のように表せる．

$$\text{とがり山の高さ } H = \frac{\sqrt{3}}{2}P \quad (\text{B.1})$$

$$\text{おねじ有効径の基準寸法 } d_2 = d - 2 \frac{\mu H}{2} - \frac{H}{8} = d - \frac{3\sqrt{3}}{8}P \quad (\text{B.2})$$

$$\text{おねじ谷の径の基準寸法 } d_1 = d - 2 \frac{\mu H}{2} - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = d - \frac{5\sqrt{3}}{8}P \quad (\text{B.3})$$

Fig.B.2 に右下がりのハッチングで示しためねじの許容域，および右上がりのハッチングで示したおねじの許容域に関する寸法は以下のように表せる．

$$\text{おねじ許容域の上限と基準山形の間隙 } \Delta T = 15 + 11P \quad (\text{B.4})$$

$$\text{おねじ外径の公差 } T_d = 180P^{2/3} - \frac{3.15}{P^{1/2}} \quad (\text{B.5})$$

$$\begin{aligned} \text{めねじ内径の公差 } T_{D1} &= 433P - 190P^{1.22} (P : 0.2 \sim 0.8) \\ &= 230P^{0.7} (P \geq 1) \end{aligned} \quad (\text{B.6})$$

$$\text{おねじ有効径の公差 } T_{d2} = 90P^{0.4}d^{0.1} \quad (\text{B.7})$$

$$\text{めねじ有効径の公差 } T_{D2} = 1.32T_{d2} \quad (\text{B.8})$$

本研究では，ねじ山寸法について，おねじ，めねじともに許容域の中央の寸法とした．すると，おねじ，めねじの谷底，ねじ山先端の直径は以下のように計算できる．

$$\text{おねじ谷底の直径} = d - \sqrt{3}P - \frac{\mu T_d}{2} + \Delta T \quad (\text{B.9})$$

$$\text{おねじ山先端の直径} = d + \frac{31\sqrt{3}}{32}P - \frac{\mu T_d}{2} + \Delta T \quad (\text{B.10})$$

$$\text{めねじ谷底の直径} = d + \frac{\sqrt{3}}{8}P + \frac{T_{D1}}{2} \quad (\text{B.11})$$

$$\text{めねじ山先端の直径} = d - \frac{7\sqrt{3}}{16}P + \frac{T_{D1}}{2} \quad (\text{B.12})$$

また，ねじ谷底の丸みに関しては以下のように計算されるが，本章におけるモデルには考慮していない．

$$\text{おねじ谷底丸み半径} = 0.144P \quad (\text{B.13})$$

$$\text{めねじ谷底半径} = 0.072P \quad (\text{B.14})$$

B.1.2 ボルトの作成

上述のねじ寸法を用いて，まずボルトを作成する．ねじ山に関しては，ボルト軸部とは接合せずに要素分割し，後に ANSYS の接触要素の固着オプションを使用してボルト軸部との一体化を模擬する方法が存在する．その方法を使用するとボルト軸部の要素分割がねじ山の要素分割に影響されないため，要素数を抑えることができるという利点がある．しかし，応力に不連続が生じるなど精度に問題があるため，本研究ではあらかじめねじ山とボルトを接合し，その後に六面体要素，ピラミッド型要素，四面体要素を用いて要素分割を行う．

ピッチ P と，(B.9) 式，(B.10) 式の寸法を用いて，まず Fig.B.3 に示すおねじの断面を作成することができる．この断面エリアに対して ANSYS のらせんボリューム作成マクロ

を適用して、らせん形状を有するねじ山を 10 ピッチ分作成する (Fig.B.4) . 実際のボルト端部においては、次第にねじ山がなくなるような連続的な形状を有しているが、ここでは、完全な形で存在するねじ山のみをモデル化することとした。次にねじ山の内側のボルト軸部を作成する。径はおねじ谷底に等しく、上下のねじ山末端から 1/2 ピッチだけ外側に出るようにした。このとき、後に 0° , 90° , 180° , 270° の位置に節点を置くことができるように、あらかじめ 90° ずつ 4 分割して作成した (Fig.B.5) . 続いて、ねじ山の存在しない円柱部 (径 d) , ねじ山部と円筒部を連結する円錐台部、およびボルト頭を同様に作成する (Fig.B.6) .

以上のようにポリウム形状を作成した後、`vglue` コマンドを使用して、作成したすべてのポリウムを接合し、要素分割に移る。要素分割に際して、有限要素モデルの規模 (接点数、要素数) に注意するために、注目する結果に影響を及ぼさないと考えられる部分に関しては一次要素で要素分割することにした。ここでは、ボルト円柱部と、ねじ山部と円柱部を連結する円錐台部を一次要素で分割することにした。一次要素と二次要素を混合させる際には、一次要素から先に分割する必要がある。そうすることにより、後に作成された二次要素は、一次要素との接合部において中間節点が省略される。したがって、まず上述の 2 つの部分について、四面体一次要素 SOLID45 を用いてフリーメッシュにより要素分割を実行した (Fig.B.7) . 次におねじ部分の要素分割に移る。まず、最初に作成したおねじ断面と周方向に関して分割数を設定する。ここでは周方向に 90° あたり 6 分割とした。そして、六面体二次要素 SOLID95 を設定した後、`vsweep` コマンドを使用しておねじ断面の要素分割をらせん方向に押し出す (Fig.B.8) . 続いて、ねじ山の内側のボルト軸部の要素分割を実施する。ねじ山の内側に関して六面体要素で分割することを試みたが、ねじ山のらせん形状と円柱形状の不一致のために、六面体要素で分割することは不可能であった。そこで、ねじ山の内側はピラミッド型要素と四面体要素で分割することにした。幸い SOLID95 要素は、ピラミッド型と四面体のオプションを有しているため、フリーメッシュにより、ねじ山との接合部をピラミッド型要素で、その他の部分を四面体要素で分割することが可能である (Fig.B.9) . 最後に、接触面を有するボルト頭について、SOLID95 要素を用いてフリーメッシュにより要素分割を実行した (Fig.B.10) .

要素分割が完了した後、ボルトのモデル全体をわずかに移動させる。ボルトのモデルは、Fig.B.2 に示すおねじの許容域の中央に作成した。また、この後に作成するナットのモデルはめねじの許容域の中央に作成するため、そのままの位置に置いておくと解析開始時に両者は接触していないことになり、解析の進行が困難になることが予想される。そこで互いのねじ面が接触する分だけ、ボルトを移動させることにした。

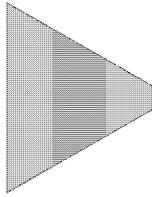


Fig. B.3: Cross section of bolt thread.

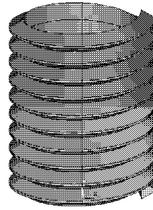


Fig. B.4: Volume of bolt thread.

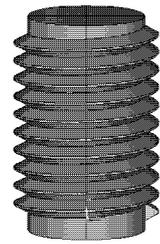


Fig. B.5: Volume of inner axis with bolt thread.

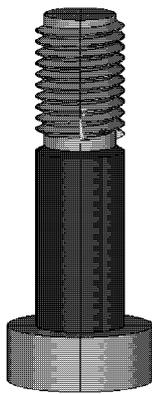


Fig. B.6: Entire volume of bolt.

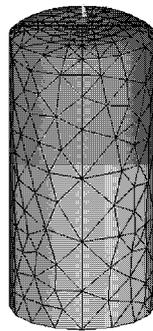


Fig. B.7: Mesh of cylinder part of bolt.

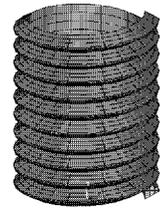


Fig. B.8: Mesh of bolt thread.

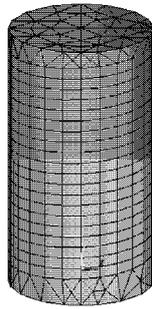


Fig. B.9: Mesh of inner axis.

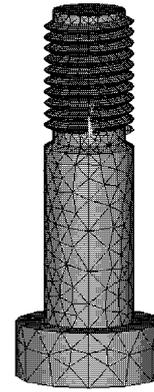


Fig. B.10: Entire mesh of bolt.

B.1.3 ナットの作成

ボルトに引き続き，B.1.1項で示したねじ寸法を用いて，ナットの有限要素モデルを作成する．ピッチ P と，(B.11)式，(B.12)式の寸法を用いて，まずFig.B.11に示すめねじの断面を作成することができる．この断面エリアに対してANSYSのらせんボリューム作成マクロを適用して，らせん形状を有するねじ山を5ピッチ分作成する（Fig.B.12）．ボルトの場合と同様，ここでは，完全な形で存在するねじ山のみをモデル化することとした．次にめねじの外周部を作成する．1種六角ナットではトルクを作用させるために外周は六角形をしているが，六角形の角部に関しては被締結物との接触力は小さいと思われる．そこで，本研究ではナットの外周はナット二面幅を直径とする円形とすることにした．内径はめねじ谷底に等しく，ナット高さは，上下のねじ山末端間の距離（ $6P$ ）とした．ナット外周部に関しても，あらかじめ 90° ずつ4分割して作成した（Fig.B.13）．

以上のようにボリューム形状が作成できた後，vglue コマンドを使用してナットに関するすべてのボリュームを接合し，要素分割に移る．ナットの要素分割にはすべて二次要素であるSOLID95を使用することにした．まず，めねじについて，最初に作成しためねじ断面と周方向に関して分割数を設定する．ナットに関しても周方向に 90° あたり6分割とした．そして，六面体二次要素SOLID95を設定した後，vsweep コマンドを使用してめねじ断面の要素分割をらせん方向に押し出す（Fig.B.14）．続いて，めねじの外周部について，SOLID95要素のピラミッド型要素と四面体要素のオプションを使用して，フリーメッシュにより要素分割を実行した（Fig.B.15）．

ボルトのモデルを作成した後，ねじ山が接触する分だけ移動させたが，実際，Fig.B.16に示すようにねじ面の位置はよく一致している．

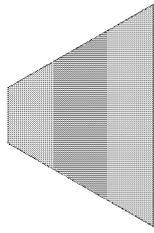


Fig. B.11: Cross section of nut thread.

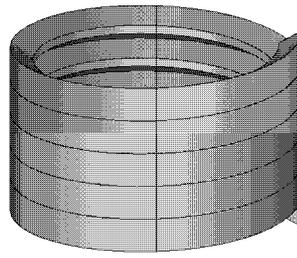


Fig. B.12: Volume of nut thread.

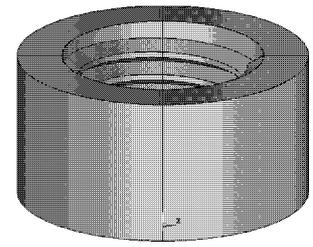


Fig. B.13: Entire volume of nut.

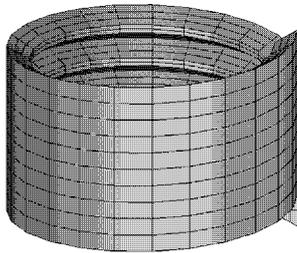


Fig. B.14: Mesh of nut thread.

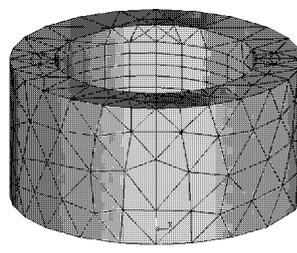


Fig. B.15: Mesh of outer cylinder.

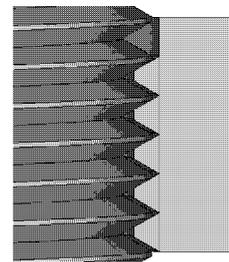


Fig. B.16: Contact part of bolt thread and nut thread.

B.1.4 被締結物の作成

ボルト座面とナット座面の間に円筒形の被締結物を作成する。ただし、モデルの規模を小さく抑えるために、ここでも一次要素と二次要素を併用する。二次要素はボルト座面、ナット座面との接触が発生する部分に使用し、それよりも外側の部分には一次要素を使用することにした。ボルト、ナットの座面径は24mmであるため、ここではボルト穴（直径18mm）から直径30mmの範囲を二次要素で分割することにした。これまでと同様に一次要素 SOLID45 で先に分割し、後に二次要素 SOLID95 で要素分割した。ただし、被締結物は単純な円筒形であるため、すべて六面体での分割が可能であった（Fig.B.17）。

B.1.5 接触要素，表面要素の設定

ANSYSにおいては、接触する相対する面の一方にコンタクト要素、もう一方の面にターゲット要素を設定し、ターゲット要素の節点間にコンタクト要素のガウス点が侵入することで接触と認識される。接触のアルゴリズムとしてANSYSにはペナルティ法とラグラ

ンジュ乗数法が用意されているが，一般的にはペナルティ法が使用されていることから，本研究においてもペナルティ法を使用することにした．ペナルティ法を使用する際には，コンタクト要素のリアルコンスタントとしてばね剛性を設定する必要がある．この値は，接触の食い込み量が許容できる範囲に収まる程度まで剛性を大きくする必要がある一方，全体剛性マトリクスが特異となり収束困難を引き起こさない程度まで小さくする必要がある．ANSYSのデフォルト値を1とした場合，一般的に0.01～10の範囲に設定するべきであるとされている．本研究では収束性を考えて0.1～1の値を設定することにした．摩擦係数については，ANSYSではコンタクト要素が有する物性値として入力する．

作成した有限要素モデルにおいて，ねじ面，ボルト座面，ナット座面に接触要素を定義する（Fig.B.18）．接触面を有する部分に関してはすべて二次要素で要素分割を行ったため，ここではターゲット要素としてTARGE170，コンタクト要素としてCONTA174を使用する．通常，接触する2面のうち，一方にコンタクト要素，もう一方にターゲット要素を定義すれば十分であるが，両方の面にコンタクト要素とターゲット要素の両方を定義することにより，より高精度な解が得られるとされている．この方法是对称接触と呼ばれる．ここではねじ面に関して，対称接触の方法を採用することにした．また，ボルト座面とナット座面については，被締結物にターゲット要素，座面側にコンタクト要素を定義した．ただし，ナットの締付けに伴って被締結物が回転することを避けるために，ボルト座面については接触面においてすべりが発生しない固着オプションを設定した．

ナットを回転させるには，ナット外周において，周方向に荷重を作用させる必要がある．しかし，SOLID95要素では接線方向に荷重を定義することができない．そこで，ナット外周部には，接線方向の荷重負荷機能を有する表面要素SURF154を定義した（Fig.B.19）．また，周方向に荷重を作用させるために，SURF154の節点座標系をy軸を軸方向とする円筒座標系に変更した．

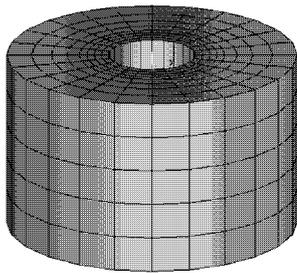


Fig. B.17: Mesh of bolted cylindrical member.

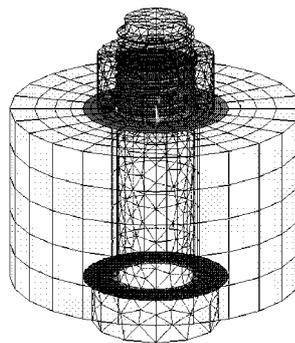


Fig. B.18: Contact elements.

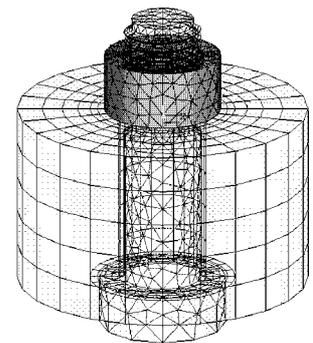


Fig. B.19: Surface elements to rotate nut.

B.1.6 境界条件の設定

境界条件として、ボルトの回り止めのために、ボルト頭の外周部を固定した。そして、ナットを締め付けるために、ナット外周の節点に周方向強制変位を設定した。変位量は1荷重ステップあたり1mm変位させ、5mm変位させた後ナット外周の強制変位を削除して除荷した。また、解析オプションとして、自動タイムステップ、大変形効果をONにした。

B.2 第3章・軸直角方向外力によるゆるみの有限要素モデル

B.2.1 ボルトの作成

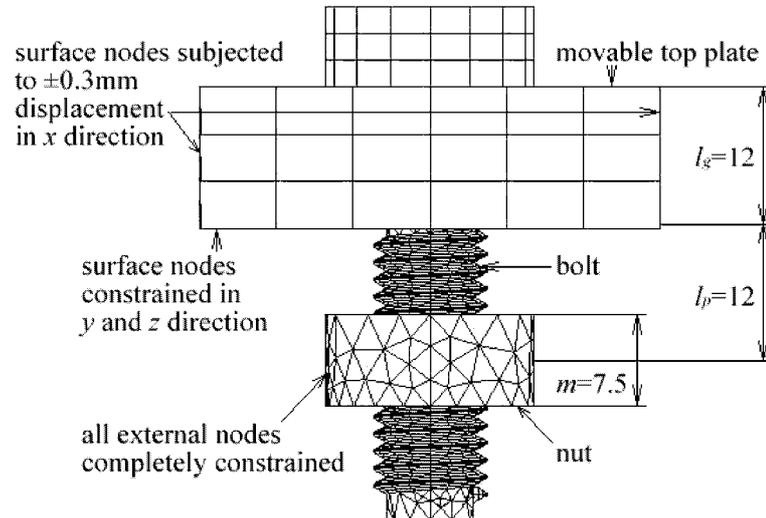


Fig. B.20: Finite element model for loosening caused by dynamic transverse load.

第3章で作成した有限要素モデルを Fig.B.20 に再掲する．対象としたねじはメートル並目ねじ M10（おねじ外径の基準寸法（呼び径） $d=10\text{mm}$ ，ピッチ $P=1.5\text{mm}$ ）である．モデルを作成するのに必要なねじ寸法の計算法は B.1.1 項に示した通りである．

ピッチ P と，(B.9) 式，(B.10) 式の寸法を用いて，まずおねじの断面を作成することができる．この断面エリアに対して ANSYS のらせんボリューム作成マクロを適用して，らせん形状を有するねじ山を 15 ピッチ分作成する（Fig.B.21）．実際のボルト端部においては，次第にねじ山がなくなるような連続的な形状を有しているが，ここでは，完全な形で存在するねじ山のみをモデル化することとした．次にねじ山の内側のボルト軸部を作成する．径はおねじ谷底に等しく，ねじ山上端から $1/2$ ピッチ，ねじ山下端から 1 ピッチだけ外側に出るようにした．このとき，後に 0° ， 90° ， 180° ， 270° の位置に節点を置くことができるように，あらかじめ 90° ずつ 4 分割して作成した．続いて，ねじ山部と円筒部を連結する円錐台部を作成する．この部分に関しては， 360° 分を一体として作成した（Fig.B.22）．次にねじ山の存在しない円柱部（径 d ）およびボルト頭を作成する．ただし，本解析においては締結力を発生させるためにボルト頭と被締結部間の初期干渉を利用するため，ボルト軸部をわずかに短く作成する必要がある．また，径 d の円柱部は円錐台部の上面からボルト頭下面までだけでなく，さらにボルト頭下面からボルト頭上面に至る部分にも作成する．そして，径 d の円柱部の外側に，内径 d ，ボルト頭二面幅を外径とする円筒を作成してボルト頭を形成する．最後に，径 d の円柱部の中心に，角柱を作成し，`vsbv` コマンドを使用して円柱部から角柱を分離する．このように円柱部分の中心に角柱を配することで，後に円柱部分を六面体要素で分割することが可能となる [33]（Fig.B.23）．

以上のようにポリウム形状を作成した後，vglue コマンドを使用して，作成したすべてのポリウムを接合し，要素分割に移る．ここではすべてのポリウムを二次要素 SOLID95 で要素分割することにした．六面体要素と四面体要素を混合させるには，六面体要素を先に要素分割する必要がある．したがって，まずボルト頭およびねじ山が存在しない円柱部に対して分割数を設定し，マップトメッシュを実行した（Fig.B.24）．次におねじ部分の要素分割を行う．まず，最初に作成したおねじ断面と周方向に関して分割数を設定する．ここでは周方向に 90° あたり 6 分割とした．そして，vsweep コマンドを使用しておねじ断面の要素分割をらせん方向に押し出す．最後に，ねじ山の内側のボルト軸部と，ねじ山部と円筒部を連結する円錐台部を要素分割する．この部分に関しては六面体要素で分割することが不可能であったため，フリーメッシュによりピラミッド型要素と四面体要素を併用して分割した（Fig.B.25）

要素分割が完了した後，ボルトのモデル全体をわずかに移動させる．ボルトのモデルは，Fig.B.2 に示すおねじの許容域の中央に作成した．また，この後に作成するナットのモデルはめねじの許容域の中央に作成するため，そのままの位置に置いておくと解析開始時に両者は接触していないことになり，解析の進行が困難になることが予想される．そこで互いのねじ面が接触する分だけ，ボルトを移動させることにした．

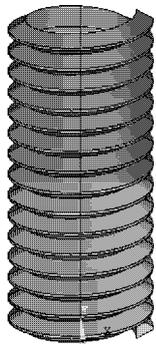


Fig. B.21: Volume of bolt thread.

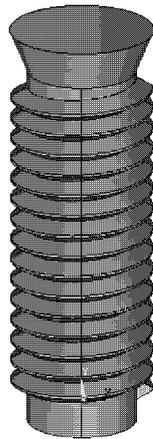


Fig. B.22: Volume of inner axis with bolt thread.

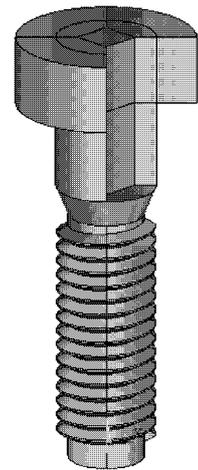


Fig. B.23: Entire volume of bolt.

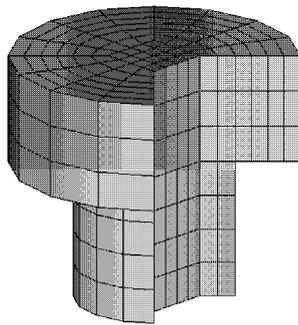


Fig. B.24: Mesh of bolt head and cylinder part.

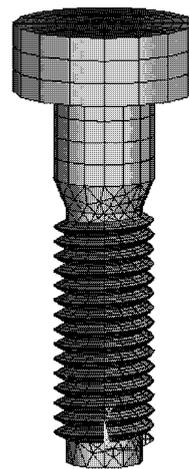


Fig. B.25: Entire mesh of bolt.

B.2.2 ナットの作成

ボルトに引き続き，B.1.1項で示したねじ寸法を用いて，ナットの有限要素モデルを作成する．ピッチ P と，(B.11) 式，(B.12) 式の寸法を用いて，まずめねじの断面を作成することができる．この断面エリアに対して ANSYS のらせんボリューム作成マクロを適用して，らせん形状を有するねじ山を 4 ピッチ分作成する．ボルトの場合同様，ここでは，完全な形で存在するねじ山のみをモデル化することとした．次にめねじの外周部を作成する．1 種六角ナットではトルクを作用させるために外周は六角形をしているが，六角形の角部に関しては被締結物との接触力は小さいと思われる．そこで，本研究ではナットの外周はナット二面幅を直径とする円形とすることにした．内径はめねじ谷底に等しく，ナット高さは，上下のねじ山末端間の距離 ($5P$) とした．ナット外周部に関して，あらかじめ 90° ずつ 4 分割して作成した．

以上のようにボリューム形状が作成できた後，vglue コマンドを使用してナットに関するすべてのボリュームを接合し，要素分割に移る．ナットの要素分割にもすべて二次要素である SOLID95 を使用することにした．まず，めねじについて，最初に作成しためねじ断面と周方向に関して分割数を設定する．ナットに関して周方向に 90° あたり 6 分割とした．そして，vsweep コマンドを使用してめねじ断面の要素分割をらせん方向に押し出す．続いて，めねじの外周部について，SOLID95 要素のピラミッド型要素と四面体要素のオプションを使用して，フリーメッシュにより要素分割を実行した (Fig.B.26) ．

B.2.3 被締結物の作成

本解析がモデル化する試験機は，可動板と固定板の間に鋼球を挟んだものである．よって，可動板と固定板の間の摩擦を無視することができるため，ここではボルト座面に接する可動板のみをモデル化する．可動板もすべて二次要素でモデル化するが，ボルト座面との接触部については要素分割を細かくする必要がある．ボルトの座面径は 18mm であるため，ここではボルト穴 (直径 12mm) から直径 24mm の範囲を細かく分割することにした．

中央にボルト穴を有する矩形板を作成するために，まず矩形板を 8 分割して作成し，矩形板の中央から直径 24mm の円柱を除去する．そして，細かい要素分割を有する内径 12mm，外形 24mm の円筒を作成する．このとき，円筒を 90° ごとに 4 分割して作成したが，ここでは 45° ， 135° ， 225° ， 315° で分割した (Fig.B.27) ．

以上のようにボリューム形状を作成した後，vglue コマンドを使用してナットに関するすべてのボリュームを接合し，要素分割に移る．要素分割には二次要素である SOLID95 を使用することにした．分割数を設定し，マップトメッシュを行うことにより，すべて六面体要素で分割することができる (Fig.B.28) ．

B.2.4 接触要素の設定

作成した有限要素モデルにおいて、ねじ面およびボルト座面に接触要素を定義する (Fig.B.29)。接触面を有する部分に関してはすべて二次要素で要素分割を行ったため、ここではターゲット要素として TARGE170, コンタクト要素として CONTA174 を使用する。通常、接触する2面のうち、一方にコンタクト要素, もう一方にターゲット要素を定義すれば十分であるが、両方の面にコンタクト要素とターゲット要素の両方を定義することにより、より高精度な解が得られるとされている。この方法是对称接触と呼ばれる。ここではねじ面, ボルト座面ともに, 対称接触の方法を採用することにした。ボルト座面に関しては, 締結力を発生させるために, 初期干渉を荷重として扱うオプションを設定した。

B.2.5 境界条件の設定

可動板に作用する軸直角方向外力として、可動板の端面に強制変位を与える。第1荷重ステップで初期干渉させたボルト座面を接触させて締結力を発生させた後、第2荷重ステップ以降で、0.3mm, 0mm, -0.3mm, 0mm, 0.3mm, …, と変位量を設定して可動板を振動させる。可動板の下面については、軸方向および振動に直交する方向の変位を拘束した。そして、ナットの外周を固定した。解析オプションとしては、自動タイムステップ、大变形効果を ON にした。

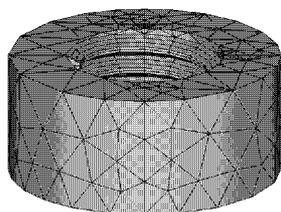


Fig. B.26: Volume of bolt thread.

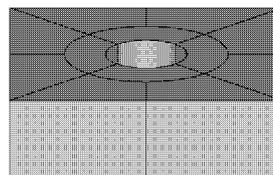


Fig. B.27: Volume of inner axis with bolt thread.

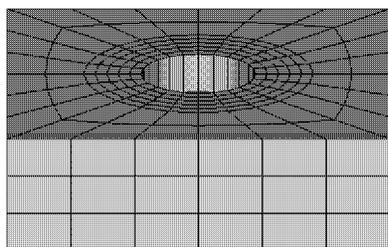


Fig. B.28: Mesh of bolt head and cylinder part.

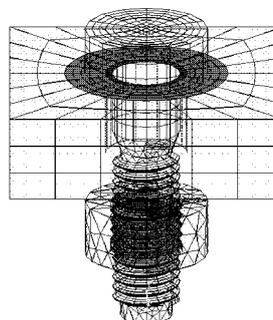


Fig. B.29: Entire mesh of bolt.

あとがき

謝辞

本研究を進めるにあたり、酒井信介教授、泉聡志講師、佐世保高等専門学校の牧野俊昭先生、株式会社日立製作所笠戸事業所の川崎健様、大喜工業株式会社の名川様、斎藤様、株式会社日立製作所機械研究所の服部様、そして酒井・泉研究室の皆様には多大な御支援をしていただき大変感謝しております。

酒井教授、泉講師には、計算機、試験機、書籍等、何不自由ない研究環境を整えていただきました。またお忙しい中にあっても様々な相談に乗っていただき、研究の大きな駆動力となりました。4年生のときの研究テーマの関係から、論文投稿や学会発表の経験も非常に豊富に積ませていただいたことは、今後大いに役に立つと信じています。御二方の学生に対する肌理細やかなお心遣いのおかげで、学部4年のときも含めて充実した3年間を過ごすことができました。本当にどうもありがとうございました。そして、今後ともご指導の程、どうぞ宜しくお願いします。

牧野様、川崎様には本研究においてなくてはならない多くの技術資料や専門的知識を御提供いただきました。お忙しいお仕事をされているにもかかわらず、メールでの質問にはいつも詳細な回答をしていただき、また出張の合間に頻繁に研究室にお立ち寄りいただき、多くの知識を身につけることができました。1年前に車両工場の見学をさせていただいたことは、今後二度と訪れないかもしれない貴重な体験でした。その後の楽しいひと時も良い思い出になっています。3年間にわたり、どうもありがとうございました。今後とも変わらぬお付き合いを宜しくお願いします。

大喜工業株式会社様にはゆるみ止め性能を有するナットという非常に興味深い研究対象を御提供いただき、研究の幅が大いに広がりました。試験に使用するために数多くの貴重な製品や試験片を快く御提供いただき、大変感謝しています。

株式会社日立製作所の服部様には、私の研究に関心を持っていただき、豊富なご経験の中から貴重な御助言をいただき大変感謝しています。

最後になりますが、酒井・泉研究室の皆様とは、切磋琢磨するとともに多くの楽しい時間を過ごすことができ、とても感謝しています。諸先輩方とは研究室内だけでなく、カートに行ったり焼肉に行ったりと、一緒に多くの楽しい時間を過ごすことができました。そして同期の皆様は、皆とても優秀で大いに刺激を受けました。しかし、先輩方とはまた一風変わった個性を持っていてとても面白かったです。後輩には、酒井・泉研究室で時には刺激を受けあい、時には協力し合って、向上していったほしいと思います。酒井・泉研究

室で出会った皆様とはこれからも変わらぬお付き合いを宜しくお願いします。

以上、簡単ではありますが、私からの謝辞とさせていただきます。3年間本当にどうもありがとうございました。今後ご指導の程宜しくお願いいたします。

参考文献

- [1] J.N. Goodier , R.J. Sweeney ,“ Loosening by vibration of threaded fastenings ”, Mechanical Engineering , 67 , 798 (1945)
- [2] G.H. Junker ,“ New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration ”, SAE Transactions , 78 , 314 (1969) .
- [3] 賀勢晋司,石村光敏,大橋宣俊,“ 巨視的座面すべりがない場合のねじのゆるみ挙動 軸直角方向繰返し外力下のゆるみ機構 ”, 精密工学会誌 , 54 , 1381 (1988) .
- [4] N. G. Pai , D. P. Hess ,“ EXPERIMENTAL STUDY OF LOOSENING OF THREADED FASTENERS DUE TO DYNAMIC SHEAR LOADS ”, Journal of Sound and Vibration , 253 , 585 (2002) .
- [5] N. G. Pai , D. P. Hess ; Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load ”, Engineering Failure Analysis , 9 , 383 (2002) .
- [6] 吉本 勇,“ JIS 使い方シリーズ ねじ締結体設計のポイント ”, p.213 (1992) 日本規格協会 .
- [7] 田中道彦,北郷 薫,“ 有限要素法によるねじ締結体の解析 ”, 機論 C , 46 , 1491 (1980) .
- [8] 福岡俊道,山崎直樹,北川 浩,浜田 実,“ ボルト締付け時に発生する応力の評価 ”, 機論 A , 51 , 504 (1985) .
- [9] “ 日本工業規格 JIS B 1056 プリベリングトルク形戻り止め鋼製ナットの機械的性質および性能 ”(1994) , 日本規格協会 .
- [10] 細川修二,熊倉 進,“ ねじ締結におけるトルクと軸力および曲げ作用に関する研究 ねじ面におけるトルクと軸力との関係式の検討 ”精密工学会誌 , 62 , 696 (1996) .
- [11] 山本 晃,“ ねじ締結の原理と設計 ”, p.30 (1995) 養賢堂 .
- [12] 山本 晃,賀勢晋司,“ 軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究 ゆるみ機構の解明 ”, 精密機械 , 43(4) , 470 (1977) .

- [13] [11] と同じ , p.120 .
- [14] 中村眞行 , 服部敏雄 , 辻本静夫 , 梅木 健 , “ 軸直角方向の往復荷重が作用するボルトの回転ゆるみ限界評価 ” , 機論 C , 67 , 2976 (2001) .
- [15] 吉田総二 , “ 弾塑性力学の基礎 ” , p.118 (1997) 共立出版 .
- [16] 寺岡卓也 , “ スーパースリットナットの強度評価 ” 東京大学卒業論文 (2004) .
- [17] Safety & Standards Directorate ; “ Railway Group Standard GM/RT2100 Issue Three ” , p.12 (2000) Railtrack PLC .
- [18] 奥野澄生 , 高井英夫 , 戸取征二郎 , 川崎 健 , “ 鉄道車両の軽量化設計 ” , 機械の研究 , 53 , 144 (2001) .
- [19] 小林英男 , “ リスクベースの工学 / 技術 ” , 材料科学 , 37 , 171 (2000) .
- [20] R. I. Muttram , “ Railway Safety’s Safety Risk Model ” , Proc Instn Mech Engrs , 216F , 71 (2002) .
- [21] 酒井信介 , 牧野俊昭 , “ イギリスの鉄道技術のリスク評価 ” , 日本機械学会誌 , 106 , 862 (2003) .
- [22] 小川達也 , 谷川 脩 , 加藤 亨 , “ スリーブかしめ締結工法の開発と実用化 ” , 自動車技術 , 50(12) , 49 (1996) .
- [23] M. Dréan , A. -M. Habraken , A. Bouchaïr , J.-P. Muzeau , “ Swaged bolts: modelling of the installation process and numerical analysis of the mechanical behaviour ” , Computers and Structures , 80 , 2361 (2002) .
- [24] 酒井信介 , 泉 聡志 , 横山 喬 , 牧野俊昭 , “ 鉄道車両の内装モジュール設計に対するリスク評価の応用 ” , 材料 , 52 , 16 (2003) .
- [25] 軽金属車両委員会 , “ 軽金属車両委員会報告書 No.4 昭和 53 年 昭和 58 年 ” , p.196 , (1984) 日本鉄道車輛工業会 , 軽金属協会 .
- [26] 川崎 健 , 奥野澄生 , 稲 佳彦 , “ 中空押出型材で構成した鉄道車両における艤装用締結部の構造強度特性 ” , 機論 A , 65 , 1839 (1999) .
- [27] [6] と同じ , p.119 .
- [28] ANSYS, Inc. , “ ANSYS, Inc. Theory Release 5.7 ” , p.21-19 (2001) ANSYS, Inc. .
- [29] 日本材料学会編 , “ 機械・構造系技術者のための実用信頼性工学 ” , p.143 (1987) 養賢堂 .

- [30] 泉 聡志, 酒井信介, “有限要素法入門(その4)有限要素使用のノウハウ”, 強化プラスチック, 47, 297 (2001) .
- [31] 田口玄一, “第3版 実験計画法 上”, p.1 (1976) 丸善 .
- [32] [11] と同じ, p.3 .
- [33] D. H. Johnson, R. B. Englund, B.C. McAnlis, K. C. Sari, D. Colombet, “THREE-DIMENSIONAL MODELING OF A BOLTED CONNECTION”, <http://www.ohiocae.com/bolt.htm>, Ohio CAE, Inc. .

以上

1～128 ページ 完

修士論文

平成16年 2月13日 提出

26198 横山 喬